This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

Consignes d'utilisation

Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

+ *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.

+ *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.

+ *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.

+ *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse `http://books.google.com`

BULLETIN

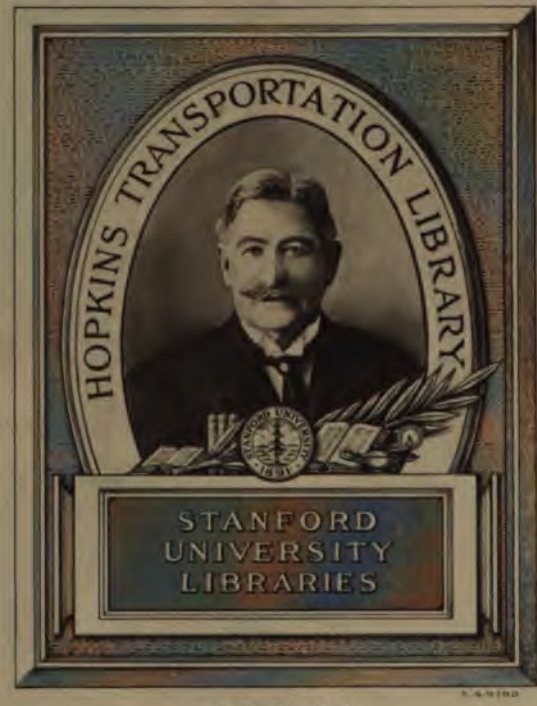
DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

N° 13

SESSION DE 1902

VM2
A84



GIFT OF

DR. WILLIAM F. DURAND

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE

MARITIME.

ΔΕΙΟ ΘΕΟΣ ΓΕΩΜΕΤΡΕΙ

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

N° 13.

SESSION DE 1902.

STANFORD LIBRARY

PARIS,

GAUTHIER-VILLARS, IMPRIMEUR-LIBRAIRE

DU BUREAU DES LONGITUDES, DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE,

Quai des Grands-Augustins, 55.

1902

568131

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

STATUTS

APPROUVÉS PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE DU 1er DÉCEMBRE 1888,
MODIFIÉS PAR LES ASSEMBLÉES GÉNÉRALES DU 17 JANVIER 1895, DU 15 JUIN 1898
ET DU 29 MAI 1899.

But de l'institution.

ART. 1. — Il est créé à Paris une *Association technique maritime* ayant pour but de perfectionner la construction et l'armement des navires :

1° En rassemblant en commun les résultats de l'expérience acquise isolément par les constructeurs, mécaniciens, officiers de marine, armateurs, yachtsmen et autres, et qui, sans valeur lorsqu'ils restent isolés, peuvent aider au progrès des constructions, lorsqu'ils se trouveront condensés dans une publication spéciale;

2° En faisant connaître les résultats des travaux accomplis à l'étranger, et en constituant des archives renfermant tous les renseignements utiles aux industries maritimes;

3° En mettant à la disposition de l'initiative individuelle la force collective de l'institution pour étudier les inventions nouvelles, discuter les théories et problèmes techniques, et poursuivre les recherches expérimentales et autres, qui peuvent être de nature à faire progresser la science des constructions navales et les méthodes d'exploitation maritime.

Organisation.

ART. 2. — L'Association technique maritime se composera de *membres donateurs*, de *membres adhérents* et de *membres honoraires*.

Les membres donateurs et adhérents seront convoqués en assemblée générale chaque année, afin d'élire les membres du Bureau et le trésorier pour l'année suivante. Les membres du Bureau ainsi que le trésorier sont rééligibles.

§ 1. Tout candidat devra être âgé de 21 ans, au moins, et être présenté par deux membres au moins.

Les officiers des différents corps de la marine militaire seront admis sans avoir besoin de présentation.

Pourront être nommés *membres donateurs,* sur leur demande, les Sociétés ou Collectivités quelconques, admises par le Bureau, ainsi que toute personne remplissant les conditions nécessaires pour être admise comme membre adhérent. Les Sociétés ou Collectivités peuvent se faire représenter par un délégué aux assemblées générales.

§ 2. Le titre de *membre honoraire* pourra être donné aux personnes auxquelles l'Association désirera conférer une distinction honorifique.

§ 3. Auront droit au titre de *membre fondateur* les membres du Comité d'organisation et les premiers adhérents.

§ 4. L'admission provisoire des membres nouveaux sera prononcée par le Bureau.

L'admission sera rendue définitive par le vote de l'assemblée générale.

§ 5. Le Bureau peut prononcer pour motifs graves l'exclusion d'un membre, lequel est préalablement appelé à fournir des explications. La décision du Bureau peut être déférée par le membre intéressé à la plus prochaine assemblée générale.

Administration.

Art. 3. — L'Association sera administrée par son Bureau, composé d'un président, de six vice-présidents, d'un secrétaire général, d'un secrétaire, d'un secrétaire adjoint et d'un trésorier.

Le Bureau s'adjoindra un certain nombre de membres adhérents, pouvant s'élever à vingt, pour former un *Comité d'études,* qui examinera les communications adressées à l'Association, décidera s'il y a lieu de les publier dans le *Bulletin* ou de les lire à l'assemblée générale, prendra toutes les mesures propres à favoriser le développement de l'Association, la création d'archives aussi complètes que possible, etc.

§ 1. Ce Comité d'études se réunira sous la présidence du président ou de l'un des vice-présidents, chaque fois que le Bureau le jugera nécessaire.

§ 2. Les fonctions du secrétaire général consisteront à diriger la correspondance de l'Association, à tenir les procès-verbaux de toutes les séances, à s'occuper de la publication des Mémoires, à prendre soin de la bibliothèque et des collections de la Société, à diriger la préparation des comptes.

§ 3. Le secrétaire général sera assisté du secrétaire et du secrétaire adjoint. Ce dernier sera chargé spécialement de la bibliothèque et de l'impression du *Bulletin de l'Association.*

Assemblée générale.

Art. 4. — Une assemblée générale de l'Association aura lieu chaque année à Paris, au siège provisoire de la Société, rue de l'Arcade, 16.

§ 1. L'ordre du jour de l'assemblée générale sera fixé ainsi qu'il suit :

1° Lecture des rapports du Comité d'études et du trésorier;

2° Élection du Bureau pour l'année suivante;

3° Lecture et discussion des Mémoires approuvés par le Comité d'études;

4° Modification des statuts s'il y a lieu.

Le nouveau Bureau entrera en fonction à partir de la clôture de l'assemblée générale.

Cotisations.

Art. 5. — § 1. Les membres donateurs payeront une cotisation unique de 1000fr; ils recevront le *Bulletin de l'Association*. Les membres adhérents payeront une cotisation annuelle de 30fr: ils recevront en échange le *Bulletin de l'Association*.

La cotisation annuelle pourra être remplacée par un payement unique de 400fr, qui donnera droit au titre de souscripteur perpétuel.

§ 2. A défaut de payement pendant deux années consécutives, le Bureau pourra proposer la radiation.

Le Bureau pourra accorder des dispenses de cotisation aux membres et associés qui se trouveront dans des conditions spéciales, ou accepter en payement des livres ou autres objets utiles à l'Association.

Les membres honoraires ne payeront pas de cotisation.

§ 3. Les cotisations sont dues à compter du 1er janvier de chaque année, quelle que soit l'époque de l'admission. La première année se comptera à partir du 1er janvier 1889.

Emploi des fonds.

Art. 6. — Les ressources provenant des cotisations et des dons faits à l'Association seront employées au payement des frais de toute sorte supportés par l'administration, à la publication du *Bulletin*, à la constitution d'une bibliothèque technique, etc.

Les sommes restant en caisse à la fin de chaque année seront placées par les soins du Bureau, et réservées pour faire face aux dépenses exceptionnelles que l'Association peut avoir à supporter.

Dispositions légales.

Art. 7. — Nul ne peut être élu membre du Bureau s'il n'est Français et s'il ne jouit pas de ses droits civils et politiques.

Art. 8. — Le président de la Société fera connaître en temps utile à l'autorité les changements qui viendront à se produire dans la composition du Bureau.

Il adressera chaque année à M. le Préfet de police un compte rendu sur la situation morale et financière de la Société.

Art. 9. — Les discussions politiques et religieuses sont formellement interdites dans les réunions.

Art. 10. — Les modifications statutaires qui seraient adoptées ne pourront être mises en vigueur sans l'approbation préalable de l'autorité.

Art. 11. — La dissolution de l'Association ne pourra être prononcée que par une assemblée générale, et à la majorité des deux tiers des membres présents.

Art. 12. — En cas de dissolution, les fonds restant en caisse, après toutes dépenses soldées, seront versés à une Société scientifique ou à une Société de bienfaisance, selon la décision prise à ce sujet par l'assemblée générale.

Nota. — Les mémoires, brochures, livres, journaux, etc., doivent être adressés à M. le secrétaire général de l'Association technique maritime, 16, rue de l'Arcade, Paris, 8e.

Les cotisations non encore payées doivent être adressées à **M. Borja de Mozota**, trésorier, Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

FONDATION CANET.

Règlement

délibéré par le Bureau le 9 *mai, et accepté par M. Canet le* 11 *mai* 1901.

DISPOSITIONS FINANCIÈRES.

Art. 1. — Les arrérages de la Fondation Canet sont consacrés, conformément aux intentions du donateur, à des encouragements, tels que médailles, prix en espèces, bourses de voyage à l'étranger, etc., de nature à récompenser ou à provoquer des progrès dans l'art des Constructions navales (1).

Art. 2. — Les valeurs qui forment le capital de cette fondation sont, ainsi que ses arrérages, placées dans les caisses d'un établissement de crédit, et n'en peuvent sortir que sur la double signature du Président et du Trésorier.

Art. 3. — Il est tenu, dans les écritures de l'Association, un compte spécial du capital, des arrérages et intérêts des arrérages, de manière qu'il ne puisse y avoir confusion avec les ressources ordinaires de l'Association. Les arrérages dont il n'aura pas été fait emploi pendant un exercice seront reportés à l'exercice suivant, et au même compte.

Art. 4. — En cas de remboursement des valeurs constituant le capital, les sommes provenant de ce remboursement seront placées à nouveau, et les arrérages recevront la destination indiquée.

Art. 5. — Il ne peut être fait aucun prélèvement sur le capital.

En cas de dissolution de l'Association technique maritime, ce capital, ainsi que les arrérages non employés, seraient versés, conformément à l'article 12 des Statuts, et aux intentions du donateur, à la Société des Ingénieurs civils de France.

Art. 6. — Les encouragements ci-dessus visés seront attribués par le Bureau, sans périodicité fixe, quand il les jugera utiles, et sous la forme qu'il choisira, dans les limites où l'accumulation des arrérages le permettra. Toutefois le Bureau pourra décider, pour parfaire la somme nécessaire, que les ressources ordinaires de l'Association feront à la Fondation Canet une avance, laquelle sera remboursée sur les plus prochaines recettes de cette Fondation.

Art. 7. — Les décisions relatives à l'attribution des encouragements ci-dessus visés devront être prises par le Bureau, cinq membres au moins étant présents. Ils ne peuvent être attribués à aucun des membres du Bureau.

---

(1) Les mots *art des Constructions navales* doivent être entendus dans leur sens le plus large, et s'appliquent également aux progrès dans les machines, l'artillerie navale, etc.

DISPOSITIONS RELATIVES AUX BOURSES DE VOYAGE.

Art. 1. — Quand le Bureau de l'Association aura décidé que la situation de la Fondation Canet permet la création d'une bourse de voyage, dont il fixera l'importance, le Secrétaire général portera cette décision à la connaissance des membres de l'Association, et les invitera à faire connaître s'ils ont des candidats à proposer.

Art. 2. — Tout candidat à une bourse de voyage devra être présenté par un ou plusieurs membres de l'Association, déclarant qu'ils connaissent personnellement le candidat, et qu'ils sont d'avis qu'une bourse de voyage lui sera utile pour compléter son éducation technique.

Art. 3. — Le Bureau reste seul juge de l'opportunité d'allouer au candidat une bourse de voyage, et, s'il y a plusieurs candidats, du choix du titulaire.

Art. 4. — Le titulaire d'une bourse de voyage devra justifier de son séjour dans le pays qui lui sera indiqué pendant le temps prescrit, et devra adresser à l'Association, dans les trois mois qui suivront son retour, un Mémoire sur les observations qu'il aura pu recueillir, tant sur des questions de son choix que sur des points spéciaux indiqués par l'Association. Ce Mémoire deviendra la propriété de l'Association, qui pourra l'insérer en tout ou partie dans son *Bulletin;* aucune partie ne pourra être publiée ailleurs sans son autorisation.

DISPOSITIONS ADOPTÉES POUR L'ÉLECTION DU BUREAU

LE 20 DÉCEMBRE 1899.

Pour l'élection annuelle, le Bureau arrête une liste de candidats, dont il donne connaissance aux membres en les convoquant à l'Assemblée générale.

La candidature de tout membre remplissant les conditions prévues à l'article 7 des Statuts peut être présentée; elle doit être appuyée de la signature de dix membres au moins et de l'acceptation du candidat, et parvenir au Président de l'Association avant le 31 mars.

Le Bureau peut, soit faire siennes les candidatures proposées, soit se borner à les faire connaître aux membres en les convoquant à l'Assemblée générale.

ANNÉE 1902.

MEMBRES DU BUREAU.

Président :	M. de Bussy, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime, en retraite.
Président d'honneur :	M. le Vice-Amiral Thomasset.
Vice-présidents :	M. Bertin, Directeur du Génie maritime. M. Bienaymé, Inspecteur général du Génie maritime, en retraite. M. Bordes (Adolphe), Armateur. M. Daymard, Ingénieur en chef du Bureau Veritas. M. Menier (Henri), Ingénieur civil. M. Normand, Constructeur de navires au Havre.
Secrétaire général :	M. Hauser, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.
Secrétaire :	M. Turgan, Ingénieur civil des Constructions navales.
Trésorier :	M. Borja de Mozota, Administrateur du Bureau Veritas.

COMITÉ D'ÉTUDES.

MM. les Membres du Bureau,

et MM. Carié, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
Chasseloup-Laubat (Marquis de), Ingénieur civil.
Degouy, Capitaine de frégate.
Doyère, Ingénieur en chef de la Marine.
Guyou, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut.
Leclert, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.
Menier (G.), Ingénieur civil.
Noel, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.
Piaud, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville.
Rueff, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine.
Widmann, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

LISTE DES MEMBRES DONATEURS.

Société Anonyme des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

MM. Delaunay-Belleville et Cie, Chantiers de l'Hermitage, Saint-Denis (Seine).

Société Anonyme des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

Société Anonyme des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 62, rue de Provence, Paris, 9e.

Société Anonyme des Aciéries et Forges de Firminy, Firminy (Loire).

MM. Gio. Ansaldo et Cie, Gênes.

S. A. le Prince Roland Bonaparte, 10, avenue d'Iéna, Paris, 16e.

Compagnie des Forges et Aciéries de la Marine et des Chemins de fer, Saint-Chamond (Loire).

M. Menier (Henri), Ingénieur civil, 8, rue Alfred-de-Vigny, Paris, 8e.

LISTE DES MEMBRES HONORAIRES.

MM. Thomasset, Vice-Amiral en retraite, 2, avenue Trudaine, Paris, 9e.

White (Sir William), K.C.B., L.L.D., Sc.D., F.R.S., 39, Roland gardens, Londres, S.W.

LISTE DES MEMBRES ADHÉRENTS.

MM.

ABRAHAM (A.), Ingénieur de la Marine de réserve, 129, rue du Ranelagh, Paris, 16e.

AFANASSIEF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Forges et Chantiers de la Méditerranée, la Seyne (Var).

AFONASSIEF, Sous-Inspecteur général mécanicien de la Marine Impériale Russe, Saint-Pétersbourg.

ALEXANDREANU, Ingénieur en chef de la Marine Roumaine, Directeur de l'Arsenal, rue Michel-le-Brave, Galatz.

ALLEST (D'), Administrateur délégué des Chantiers et Ateliers de Provence, 40, chemin de la Madrague, Marseille.

ARBEL (Pierre), Administrateur délégué des Forges de Douai, 4, rue du Luxembourg, Paris, 6e.

AUROUS, Directeur du Génie maritime en retraite, 42, rue Vignon, Paris, 9e.

AUROUS, Ingénieur en chef de la Marine, 31, rue de la Rampe, Brest.

BACLÉ, Ingénieur civil, 57, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

BACOT, Ancien Ingénieur de la Marine, 27, quai d'Orsay, Paris, 7e.

BAFFERT, Ingénieur de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

BAL (ED.), Administrateur délégué du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

BANKSON, Ingénieur de la Marine des États-Unis, Navy Yard, Pensacola (Floride), États-Unis.

BARGUILLET, Mécanicien-Inspecteur général de la Marine, 74, boulevard Richard-Lenoir, Paris, 11e.

BARON, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 50, rue du Tondu, Bordeaux.

BASSETTI, Ingénieur civil des Constructions navales, 110, boulevard Magenta, Paris, 10e.

BEARD DU DÉZERT, Enseigne de vaisseau, à bord du *Cassard*.

BEAUSIRE, Ingénieur de la Marine, Toulon.

BELAMY, Inspecteur du Bureau Veritas, 19, rue de la Verrerie, Nantes.

BERLHE DE BERLHE, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

BERLHE DE BERLHE (C.), Ingénieur principal de la Marine, Guérigny (Nièvre).

BERNARD (R.), Président de la Société Nantaise de Navigation à vapeur, 31, rue Le Peletier, Paris, 9e.

BERNARD (G.), Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, 33, rue Jules-Lecesne, le Havre.

BERNARDI, Directeur technique du Chantier naval Odero, Gênes.

BERNHEIM, Ingénieur en chef de la Marine, 21, avenue Mac-Mahon, Paris, 17e.

BERRIER-FONTAINE, Directeur du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

BERTIN, Directeur du Génie maritime, Chef de la Section technique, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

BESSON, Ingénieur en chef de la Marine, Toulon.

MM.

BIENAYMÉ, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, 14, rue Revel, Toulon.

BLOM, Ingénieur civil des Constructions navales, Horten (Norvège).

BOISSEVAIN, Inspecteur du Bureau Veritas, 19, rue de la Darse, Marseille.

BOKLEVSKY, Ingénieur en chef des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, Nouvelle Amirauté, Saint-Pétersbourg.

BONNARDEL (I.), Administrateur de la Compagnie de Navigation du Rhône, 44, avenue des Champs-Élysées, Paris, 8e.

BONNET (A.), Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, 20, rue Bernardin-de-Saint-Pierre, le Havre.

BORDES (Adolphe), Armateur, 11, boulevard Malesherbes, Paris, 8e.

BORJA DE MOZOTA, Administrateur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

BOULVIN, Ingénieur principal de la Marine Belge, Professeur à l'Université, 18, rue du Fort, Gand.

BRACE, Ingénieur-Constructeur, 25, Water street, Liverpool.

BRETEL, Officier de Marine en retraite, Inspecteur technique de la Compagnie d'assurances La Foncière et du Comptoir d'Escompte, 12, place de la Bourse, Paris, 2e.

BRETTEVILLE (Marquis LE NORMAND DE), 15, rue de Conflans, Poissy (Seine-et-Oise).

BRICARD (H.), Directeur de l'exploitation des Forges et Chantiers de la Méditerranée, le Havre.

BRILLIÉ (H.), Ingénieur de la Marine, Ingénieur aux Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), boulevard de l'Océan, Saint-Nazaire.

BROCARD, Ingénieur en chef de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

BROSSER, Ingénieur en chef de la Marine, Ingénieur principal des Constructions mécaniques de MM. Schneider et Cie, le Creusot.

BROTHERHOOD, Ingénieur (S. P.), 15 et 17, Belvedere road, Lambeth, Londres.

BRUNEAU, Ingénieur de la Marine, Ingénieur aux Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), Saint-Nazaire.

BUSLEY, Professeur et Conseiller intime de Régence, 2, Kronprinz ufer, Berlin, N. W.

BUSSY (DE), Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Ingénieur-conseil de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 7, rue de Jouy, Paris, 4e.

CABROL (PH. DE), Administrateur délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

CADIAT, Ancien Ingénieur de la Marine, 20, place d'Armes, Toulon.

CAILLARD, Ancien Juge au Tribunal de Commerce, 21, rue de Prony, le Havre.

CANET, Directeur du service de l'artillerie de MM. Schneider et Cie (S. P.), 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

CARIÉ, Ingénieur en chef de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

CASTELNAU, Ingénieur principal de la Marine, 248, rue de Rivoli, Paris, 1er.

CHACE (Mason Smith), Directeur des Travaux, Crescent Shipyard, Elisabeth (New-Jersey), États-Unis.

CHAIGNEAU (H.), Ingénieur, 165, avenue de Versailles, Paris, 16e.

CHALIGNY, Ingénieur-Constructeur, 54, rue Philippe-de-Girard, Paris, 18e.

CHAPMAN, Ingénieur civil, 10, rue Laffitte, Paris, 9e.

CHARDONNET (Comte DE), Ingénieur civil, 43, rue Cambon, Paris, 1er.

MM.

CHARLES-ROUX, Ancien Député, Président de la Société des Chantiers et Ateliers de Provence, 9, rue Christophe-Colomb, Paris, 8e.

CHASSELOUP-LAUBAT (Marquis DE), Ingénieur civil (S. P.), 51, avenue Montaigne, Paris, 8e.

CHAUDOYE, Directeur général de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

CHEVREUX, Ingénieur civil, 11, rue Chevalier, Levallois-Perret (Seine).

CHORON, Ingénieur en chef de la Marine, 87, boulevard Saint-Michel, Paris, 5e.

CLAPARÈDE (Cl.), Ingénieur-Constructeur, Argenteuil.

CLAPARÈDE (Fr.), Ingénieur-Constructeur, Argenteuil.

CLAUZEL, Directeur du Génie maritime, Indret (Loire-Inférieure).

CLEEF (J.-E. VAN), Ingénieur de la Marine Néerlandaise, Département de la Marine, Sœrabaya.

CLERMONT (DE), Administrateur de la Compagnie des Chargeurs Réunis, 11, rue Barbette, Paris, 3e.

COLINET, Ingénieur civil des Constructions navales, Ingénieur aux Chantiers et Ateliers de la Gironde, 5, rue Michel-Montaigne, Bordeaux.

COMERMA Y BATALLA, Général du Génie maritime Espagnol, le Ferrol.

COMPÈRE, Président de l'Association des propriétaires d'appareils à vapeur, 66, rue de Rome, Paris, 8e.

COP, Ingénieur de la Marine Néerlandaise, 29, Orange plantage, Delft.

COURREJOLLES, Vice-Amiral Préfet maritime, Brest.

COURVILLE (DE), Ingénieur en chef de la Marine, Professeur à l'École des Hautes Études de la Marine, 44, rue du Cherche-Midi, Paris, 6e.

COVILLE, Ingénieur en chef des Chantiers de Graville, 7, rue Saint-Michel, le Havre.

CRETS, Ingénieur en chef, Directeur du chantier Cockerill, Hoboken (Belgique).

CROLL (D.), Directeur des Chantiers de Fijenoord, 70, Boompjes, Rotterdam.

CRONEAU, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Lisbonne.

DANIS, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique, 97, rue de Rennes, Paris, 6e.

DAYMARD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas, 47, rue de Courcelles, Paris, 8e.

DEGOIX, Assureur maritime, 33, rue Vivienne, Paris, 2e.

DEGOUY, Capitaine de frégate, 49, boulevard Latour-Maubourg, Paris, 7e.

DELAITRE, Ingénieur de la Marine en retraite, Ingénieur à la Compagnie des Chemins de fer de l'Ouest, 21, rue d'Amsterdam, Paris, 8e.

DELAUNAY-BELLEVILLE, Ingénieur-Constructeur, Directeur de l'exploitation de l'Exposition Universelle de 1900, 17, boulevard Richard-Wallace, Neuilly-sur-Seine.

DELAUNAY-BELLEVILE (Robert), Ingénieur des Arts et Manufactures, 17, boulevard Richard-Wallace, Neuilly-sur-Seine.

DELZONS, Représentant à Paris de la Maatschappij de Maas de Rotterdam, 1, rue Scribe, Paris, 9e.

DENNY (Archd), Constructeur, Leven Shipyard, Dumbarton (Angleterre).

DEZEUSTRE, Assureur maritime, rue Adolphe-Thiers, Boulogne-sur-Mer.

DIBOS, Ingénieur de la Compagnie d'Assurances maritimes la Foncière, 12, place de la Bourse, Paris, 2e.

DIOU, Attaché à la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

DOLGOROUKOW, Ingénieur de première classe de la Marine Impériale Russe, Ministère de la Marine, Saint-Pétersbourg.

MM.

DORÉMIEUX (A.), Fabricant de chaînes, Saint-Amand (Nord).

DOYÈRE, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Fou-Tcheou (Chine).

DREYFUS (J.), Ingénieur, 2, rue de Compiègne, Paris, 10e.

DREYFUS (M.), Administrateur délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

DRZEWIECKI (Stéphane), Ingénieur, 23, rue des Bauches, Paris, 16e.

DUBAR, Ingénieur, 146, rue Nationale, Rosendaël (Nord).

DUCHESNE, Ingénieur, 23, avenue des Courses, le Vésinet (Seine-et-Oise).

DUDEBOUT, Sous-Directeur de la Direction centrale des Constructions navales au Ministère de la Marine, Paris, 8e.

DUFLOU, Ingénieur, Ile des Apothicaires, Saint-Pétersbourg.

DULNIAU, Ingénieur, Chef d'études des Machines marines chez MM. Schneider et Cie, 1, rue Sainte-Barbe, le Creusot.

DUMINY, Ingénieur en chef de la Compagnie des Chargeurs Réunis, le Havre.

DUNN (W.-J.), Ancien Chief Constructor de l'Amirauté anglaise, Vice-Président de l'Institution des Naval Architects, Directeur de Vickers Sons et Maxim, 28, Victoria street, Londres, S. W.

DUPRÉ, Directeur du Génie maritime, Guérigny (Nièvre).

ELGAR (Francis), Vice-Président de l'Institution des Naval Architects, 102, Leadenhall street, Londres E.C.

ESTIER (Henri), Armateur, 415A, rue Paradis, Marseille.

EVERS, Ingénieur civil, 3, rue Fontenelle, le Havre.

EYNAUD, Inspecteur général du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

FARAMOND DE LAFAJOLE (DE), Ingénieur-conseil, 54, avenue de Breteuil, Paris, 7e.

FARAMOND DE LA FAJOLE (DE), Lieutenant de vaisseau, Attaché naval à l'Ambassade de France, Washington.

FAUTREL (G.), Armateur, 14, rue d'Enghien, Paris, 10e.

FERRAND, Ingénieur en chef de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

FIÉRON, Contre-Amiral, 72, boulevard Saint-Louis, Toulon.

FLEURET, Ingénieur civil, 41, avenue Wagram, Paris, 17e.

FLICHE, Ingénieur en chef de la Marine en retraite, attaché à la direction de MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

FOREST, Ingénieur-Constructeur, 20 *bis*, rue Bourgelet, Alfort (Seine).

FOUCHÉ, Ingénieur-Constructeur, Prairie-au-Duc, Nantes.

FOWNES, Maître de Forges, 53, Quayside, Newcastle.

FOX (Samson), Managing Director Leeds Forge Co, Grove House, Harrogate, Yorks, Leeds.

FOY (H.), Ingénieur civil des Constructions navales, 85, faubourg Saint-Honoré, Paris, 8e.

FROMONOT, Ingénieur de la Marine, Directeur des Chantiers et Ateliers de Normandie, Grand-Quevilly (Seine-Inférieure).

GARCIA DE ANGULO, Général du Génie maritime Espagnol, Salesas, 10, Madrid.

GARELLI (Fabio), Ingénieur aux Chantiers de Sestri-Ponente, via Venti Settenbre, Sestri-Ponente (Italie).

GARNIER, Directeur du Génie maritime, Toulon.

GAUTHIER VILLARS (Albert), Ancien Élève de l'École Polytechnique, Imprimeur-Éditeur, 55, quai des Grands-Augustins, Paris, 6e.

MM.

GAVRILOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

GEFFRIN, Inspecteur du Bureau Veritas, 24, rue des Vieux-Quartiers, Dunkerque.

GELDER (W.-H.-M. DE), Ingénieur en chef des Chantiers Smit et Zoon, à Kinderdijk (Hollande).

GELDER (DE), Directeur de la Rotterdamsche Droogdok Maatschappij, Rotterdam.

GÉNY (M.), Directeur général des Usines de MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

GIACOMMUZZI (Virgilio), Ingénieur des Chantiers Odero, Sestri-Ponente (Italie).

GODARD, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de la Société des Générateurs Belleville, 15, rue d'Édimbourg, Paris, 8e.

GODET, Directeur de la Corderie de la Seine, le Havre.

GODINET (A.), Ingénieur civil, 18, quai Tilsitt, Lyon.

GOULAEÏFF, Ingénieur de 1re classe des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, Peterbourgskaïa Storona, Bolchoy Prospect, n° 7, Q. 8, Saint-Pétersbourg.

GRAVELL (J.), Représentant du Bureau Veritas, 155, Fenchurch street, Londres.

GREINER, Directeur général de la Société John Cockerill, Seraing (Belgique).

GRILLE, Ingénieur civil, 67, rue de la Victoire, Paris, 9e.

GROLOUS, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

GUÉRIN DE LITEAU, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

GUGLIELMINO (Pietro), Ingénieur du Bureau Veritas, Salita piano di Rocca, 8, Gênes.

GUICHARD, Directeur des Ateliers et Chantiers de la Loire, Saint-Nazaire.

GUILLAUME (E.), Ingénieur en chef de la Marine, Directeur général de la Société des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), 99, rue Miromesnil, Paris, 8e.

GUILLOUX, Ancien Ingénieur de la Marine, 83, rue Demours, Paris, 17e.

GUYOU, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut, 13, rue de l'Université, Paris, 7e.

HARADA, Ingénieur à l'Arsenal de Kuri (Japon).

HART (G.), Ingénieur au Chemin de fer du Nord, 152, boulevard Magenta, Paris, 10e.

HATT, Ingénieur hydrographe en chef, Membre de l'Institut, 13, rue de l'Université, Paris, 7e.

HAUSER, Ingénieur en chef de la Marine en retraite, 4, rue Meissonier, Paris, 17e.

HEURTEL (F.), Capitaine de frégate de réserve, 91, avenue Kléber, Paris, 16e.

HOGHGESAND (J.), Directeur des établissements Henry, 117, boulevard de la Villette, Paris, 10e.

HOUETTE, Capitaine de vaisseau, commandant le *Duguay-Trouin*.

HUBAC, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, 7, rue du Jambon, Saint-Denis (Seine).

HUGOT, Membre de la Chambre de Commerce, 4, rue de la Renaissance, Paris, 8e.

HUIN, Directeur du Génie maritime en retraite, Directeur général de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 94, rue de Rennes, Paris, 6e.

HURÉ (P.), Ingénieur-Constructeur, 218, rue Lafayette, Paris, 10e.

ISAKSON, Inspecteur du Lloyd's Register, 46, Skeppsbron, Stockholm.

JAEGGÉ (H.), Ingénieur-Constructeur, 97, avenue de Choisy, Paris, 13e.

JANET, Ancien Ingénieur de la Marine, 29, rue des Volontaires, Paris, 15e.

JANSEN, Capitaine de vaisseau, Ingénieur civil, 27, rue de la Station, Maëstricht (Hollande).

MM.

JAQUES, Membre du Conseil de la Société Américaine des Naval Architects, Little Boar's Head, New Hampshire (États-Unis).

JOUËT-PASTRÉ, Président du Conseil d'administration des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

JULLIEN (Marius), 35, boulevard de la Major, Marseille.

KAUFFER, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, 40, avenue Hoche, La Seyne (Var).

KIRKALDY, 40, West India Dock road, Londres.

KRAFT (fils), Ingénieur des Chantiers Cockerill, Seraing (Belgique).

KRILOFF (A.), Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg, Lieutenant de vaisseau de la Marine Impériale Russe, Zwierinskaïa, n° 6/8, Saint-Pétersbourg.

LAFERTÉ, Ancien Fondé de pouvoirs de MM. Schneider et Cie, 39, rue du Général-Foy, Paris, 8e.

LAGANE, Administrateur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

LAMBERT, Ingénieur civil, 37, rue Vacquerie, Sainte-Adresse, le Havre.

LAMBERT (Comte DE), 64, avenue de Paris, Versailles.

LANNES, Directeur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), Saint-Nazaire.

LAPONCHE, Ingénieur, Maison Biétrix, Leflaive et Cie, Saint-Étienne.

LARUE, Directeur de la Compagnie générale de la Navigation, 11, quai Rambaud, Lyon.

LAUBEUF, Ingénieur de la Marine, Toulon.

LAVEISSIÈRE (Louis), Industriel, 20, rue de l'Arcade, Paris, 8e.

LE COEUR, Ingénieur des Arts et Manufactures, 141, rue Broca, Paris, 13e.

LECLERT, Ingénieur en chef de la Marine en retraite, 42, avenue Wagram, Paris, 8e.

LECOINTE, Ingénieur en chef de la Marine Belge, en congé, 102, rue de Stassart, Bruxelles.

LEDOUX, Ingénieur en chef au corps des Mines, 250, boulevard Saint-Germain, Paris, 7e.

LEFLAIVE, Ancien Ingénieur de la Marine, La Chaléassière, Saint-Étienne.

LE GO, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

LEGRU, Ingénieur civil, 4, rue Murillo, Paris, 8e.

LELONG (R.), Ingénieur principal de la Marine, 20, rue de Tournon, Paris, 6e.

LE MARCHAND (A.), Ingénieur-Constructeur, Petit-Quevilly, Rouen.

LE SAUVAGE, Directeur des Anciens Établissements Henri Satre, 50, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

LESPÈS (A.), Directeur des Chantiers et Ateliers de Bacalan, Bordeaux.

LESSNIKOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Forges et chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

LE VALLOIS, Ingénieur civil, 12, rue de Ponthieu, Paris, 8e.

LEVERD, Courtier juré d'assurances, 11, place de la Bourse, Paris, 2e.

LIKHATCHOF, Vice-Amiral de la Marine Impériale Russe, 4, rue Logelbach, Paris, 17e.

LODER, Directeur du Matériel de la Marine Néerlandaise, Laen van Meerdervort, La Haye.

LOIR, Lieutenant de vaisseau en retraite, 50, avenue Wagram, Paris, 17e.

LUTSCHAUNIG, Professeur de Construction navale en retraite, 7, riva dei Pescatori, Trieste.

MADAMET, Directeur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, Marseille.

MALLARMÉ, Contre-Amiral, Directeur de l'École supérieure de Marine, 13, rue de l'Université, Paris, 7e.

MARBEC, Ingénieur principal de la Marine, Toulon.

MASSALSKI, Ingénieur maritime, 9, boulevard Malesherbes, Paris, 8e.

MM.

MATSUOKA, Ingénieur civil des Constructions navales, Chantier de Constructions navales, Kawasaki (Japon).

MAUGAS, Ingénieur en chef de la Marine, 31, rue Saint-Placide, Paris, 6e.

MAUPEOU D'ABLEIGES (DE), Directeur du Génie maritime, Lorient.

MAW, Ingénieur, Directeur de l'Engineering, 35 et 36, Bedford street, Strand, Londres.

MAYER (Alphonse), Armateur, 45, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

MEERTEN (H. VAN), Ingénieur en chef de la Marine, en retraite, Buitenzorg, Java.

MELI, Ingénieur naval, Représentant de la Société des Générateurs Belleville, 5, via Varese, Milan.

MENIER (Gaston), Ingénieur civil, 56, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

MERVEILLEUX DU VIGNAUX, Ingénieur, 7, rue Las Cases, Paris, 7e.

MICHELI (P.), Inspecteur du Bureau Veritas, 1, via Sottoripa, piano nobile, Gênes.

MILLAR (Sir W. Armstrong, Mitchell et Cº), Newcastle.

MINEL, Ingénieur de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

MOLINAS, Expert-Mécanicien du Bureau Veritas, 6, Merced, Barcelone.

MOLLER, Ingénieur, Expert du Lloyd Germanique, 102, Bath Street, Glascow.

S. A. S. Monseigneur le Prince DE MONACO, Monaco.

MONTUPET, Ingénieur-Constructeur, 19 à 25, rue de la Voûte, Paris, 12e.

MORITZ, Ancien Ingénieur de la Marine (S. P.), Ourscamps (Oise).

MÖRNER (Comte H.-A.), Directeur de la Marine Royale Suédoise, Carlskrona (Suède).

MORNET (Ch.), Lieutenant de vaisseau, Toulon.

NERVO (Léon DE), Ingénieur des Arts et Manufactures, 73, rue de Courcelles, Paris, 8e.

NICLAUSSE (J.), de la Société J. et A. Niclausse, Société des Générateurs inexplosibles, 24, rue des Ardennes, Paris, 19e.

NOEL (Charles), Ingénieur en chef de la Marine, en retraite, 18, avenue de l'Opéra, Paris, 1er.

NORMAND (J.-A.), Ingénieur-Constructeur, 67, rue du Perrey, le Havre.

ODAGIRI, Ingénieur-Lieutenant de la Marine Japonaise, Amirauté, Tokio.

PAINVIN, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire, 17, rue Royale, Nantes.

PARSONS, Directeur de la Manganese Bronze and Brass Company, 49 à 51, Saint-George House, 8, Eastcheap, Londres, E. C.

PATRY, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

PERRÉGAUX, Ingénieur civil, 32, rue du Boccage, Nantes.

PETITHOMME, Ingénieur de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

PETROFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 87, Gloucester street, Warwick square, Londres, S.W.

PIAUD, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, 8, boulevard de la République, Chatou (Seine-et-Oise).

PIERRARD, Ingénieur de la Marine Belge, 41, avenue Plantyn, Anvers.

PIHLGREN, Directeur de l'Industrie au Ministère des Finances, 28, Carlavagen, Stockholm.

PINCZON, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique, 99, boulevard de Strasbourg, Le Havre.

PLUYETTE, Ingénieur en chef de la Marine, Brest.

POLLARD, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'École du Génie maritime, 28, rue de Bassano, Paris, 16e.

PONCHEZ, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, Saint-Denis (Seine).

MM.

PRESSEQ, Ancien Ingénieur de la Marine, Ingénieur aux Chantiers et Ateliers de la Gironde, 61, rue de Wurtemberg, Bordeaux.

RATEAU, Ingénieur au corps des Mines, 105, quai d'Orsay, Paris, 7e.

RAUCHFUSS, Directeur des Chantiers Germania, Gaarden près Kiel.

RAVIER (S.-L.), Ingénieur de la Marine, 6, rue de Berne, Paris, 8e.

RAYMOND, Ingénieur principal de la Compagnie des Messageries Maritimes, la Ciotat.

REED (Sir Edward-J.), K. C. B., F. R. S., Broadway Chambers, Westminster, Londres, S.-W.

RENNER, Ingénieur civil, 12, Augustinerplatz, Cologne.

REVOL, Ingénieur de la Marine, Attaché à la Direction de MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

RIMBAUD, Ancien Ingénieur de la Marine, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

RISBEC, Ingénieur de la Marine en retraite, Directeur des Ateliers des Messageries Maritimes, la Ciotat.

ROBERTSON, Inspecteur du Bureau Veritas, 29, Waterloo street, Glascow.

ROCHE, Ancien Ingénieur de la Marine, Directeur de l'usine à gaz, 16, rue de la Tour-d'Auvergne, Rennes.

ROTHSCHILD (Baron Edouard DE), Propriétaire de yachts, 2, rue Saint-Florentin, Paris, 1er.

ROVERS, Inspecteur du Bureau Veritas, 45, Binnenkant, Amsterdam.

RUDLOFF, Conseiller privé maritime et Directeur des Constructions navales, 16, Marburgerstrasse, Berlin W.

RUEFF, Administrateur délégué des Messageries fluviales de Cochinchine (S. P.), 43, rue Taitbout, Paris, 9e.

RUSSO, Ingénieur du Génie naval Italien, Ministère de la Marine, Rome.

SABATHIER, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, rue Bossuet, le Havre.

SAGLIO, Directeur du Génie maritime en retraite, 93, rue du Théâtre, Paris, 15e.

SALVERT-BELLENAVE (DUTOUR DE), Ingénieur en chef de la Marine, Toulon.

SAUTTER, Directeur de la Maison Sautter, Harlé et Cie, 26, avenue de Suffren, Paris, 15e.

SCHŒFFER, Ingénieur du Bureau Veritas, 16, Lombard street, Newcastle.

SCHLUETTER, Ingénieur, 112, Worringerstrasse, Dusseldorf.

SCHMIDT (Michel), Directeur des Chantiers de MM. Schneider et Cie, Chalon-sur-Saône.

SCHNEIDER (E.), Maître de Forges, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

SCIAMA, Directeur de la Maison Breguet, 19, rue Didot, Paris, 14e.

SCOTT (J.), Ingénieur-Constructeur, Halkshill, Largs (Ayrshire), Angleterre.

SEBERT (Général), Administrateur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

SELLERON, Ingénieur en chef de la Marine en retraite, 76, rue de la Victoire, Paris, 9e.

SERVE, Manufacturier, 121, chemin de la Corniche, Marseille.

SIEBERS, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, 11, Emmalaan, Utrecht.

SIGAUDY, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 22, rue Guy de Maupassant, le Havre.

SIMONOT (E.), Ingénieur de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

SMIT (P.-Jun.), Chantier de Constructions Navales « de Industrie », Rotterdam.

SOLIANI (NABOR), Directeur des Chantiers Ansaldo, Gênes.

SOLIGNAC, Ingénieur-Constructeur, 67, rue de la Victoire, Paris, 9e.

STAPFER DE DUCLOS, Ingénieur-Constructeur (S. P.), 42, boulevard Maritime, Marseille.

MM.

TELLIER (A.), Ingénieur de la Maison Tellier, 52, quai de la Râpée, Paris, 12e.

TENNYSON, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 45, Offitserskaïa, Saint-Pétersbourg.

TERRÉ, Ingénieur en chef de la Marine (S. P.), Indret (Loire-Inférieure).

THIBAUDIER (E.), Directeur du Génie maritime, Directeur de la Direction centrale des Constructions navales, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

THIRION, Ingénieur-Constructeur, 160, rue de Vaugirard, Paris, 15e.

TORRIANI (D.), Ingénieur, Directeur de l'Établissement Torriani et Cie, Sampierdarena (Italie).

TOUSSAINT, Ancien Chef du Service des Ateliers de construction de MM. Schneider et Cie, 7, boulevard de Brosses, Dijon.

TROMP, Ancien Officier d'Artillerie des Pays-Bas, 3, Westerkade, Rotterdam.

TURBOT, Fabricant de chaînes, Anzin.

TURC, Lieutenant de vaisseau, à bord du *Charlemagne*.

TURGAN (L.), Ingénieur civil des Constructions navales, Ingénieur-Constructeur, 7, place Malesherbes, Paris, 17e.

VASCONCELLOS (J. DE), Ingénieur des Constructions navales, 20, rue Francisco de Paulo, Lisbonne.

VASLIN (H.), Ingénieur civil, 5, rue Saint-Georges, Paris, 9e.

VECHKOURTZOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Chantier Burmeister et Vain, Copenhague.

VENCE, Inspecteur du Lloyd's Register, 26, rue de la République, Marseille.

VERMAND, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire, Saint-Nazaire.

VIMONT, Lieutenant de vaisseau, en retraite, armateur, 347, rue Paradis, Marseille.

VIVET, Ingénieur civil des Constructions navales, (S. P.), Saint-Nazaire.

VOILLAUME (G.), Ingénieur aux Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), 123, rue Ville-ès-Martin, Saint-Nazaire.

VOISIN (E.), Capitaine au long cours, 11, boulevard Malesherbes, Paris, 8e.

WAHL, Ingénieur de la Marine, 33, avenue des Champs-Élysées, Paris, 8e.

WETHERBEE, Ingénieur des Constructions navales, Bath Shipbuilding Co, Bath, États-Unis.

WIDMANN, Directeur général de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

WIDMANN (G.), Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, 135, boulevard Haussmann, Paris, 8e.

WILKINSON, Inspecteur en chef du Bureau Veritas, Room 94-115, Kemble Building, 19, Whitehall street, New-York.

WOODWARD, Ingénieur de la Marine des États-Unis, Bureau of Construction and Repair, Navy Department, Washington.

YARROW, Constructeur, Isle of Dogs, Poplar, Londres.

YOUNG, Ingénieur du Bureau Veritas, 155, Fenchurch street, Londres.

ZIEGEL, Ingénieur de la Marine, Ingénieur en chef des Chantiers et Ateliers de Provence, 40, chemin de la Madrague, Marseille.

ZIEZE, Ingénieur propriétaire des Chantiers Schichau, Elbing, Allemagne.

NOTA. — Les membres de l'Association sont priés d'indiquer au Secrétaire général les erreurs ou omissions, ainsi que toute modification à apporter aux titres et adresses.

TREIZIÈME SESSION

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

6 ET 7 MAI 1902.

La treizième Assemblée générale des membres de l'Association technique maritime a eu lieu à l'Hôtel de la Société des Ingénieurs civils de France, 19, rue Blanche, à Paris [1], sous la présidence de M. Daymard, Vice-Président de l'Association.

SÉANCES DU 6 MAI 1902.

Séance du matin.

PRÉSIDENCE DE M. DAYMARD.

La séance est ouverte à $9^h 15^m$.

M. le PRÉSIDENT prononce le discours suivant :

« MESSIEURS ET CHERS COLLÈGUES,

» L'honneur d'ouvrir la treizième session de notre Association ne me revenait point. En l'absence de notre vénéré Président, M. de Bussy, empêché, notre plus ancien Vice-Président, M. Normand, devait le remplacer; mais

[1] La deuxième partie de la séance de l'après-midi du 7 mai a été tenue au Ministère de la Marine.

notre éminent collègue, qui doit lire un mémoire important, et se propose de prendre la parole sur plusieurs autres, a éprouvé, de ce fait, pour l'occupation du fauteuil, des scrupules que je me suis vainement efforcé de combattre, et c'est pour déférer à son désir, que je prends en ce moment la parole, et déclare ouverte la treizième session de l'*Association Technique Maritime française*.

» Dans quelques instants, vous entendrez le rapport de notre Trésorier sur le développement et la situation financière de l'Association, et les comptes seront soumis à votre appréciation.

» Mais auparavant, j'ai le devoir de passer sommairement en revue avec vous les faits principaux qui se sont produits depuis notre dernière session, et sont de nature à intéresser notre Association.

» Je commencerai par la partie la plus triste de cette tâche, en vous rappelant les pertes que nous avons faites, d'autant plus douloureuses qu'elles ont porté sur des hommes encore pleins de vigueur, et que la mort a frappés d'une façon inattendue : ce fut d'abord, en janvier dernier, M. le Capitaine Muller, un des fondateurs de la Société, dont il était, depuis l'origine, le Secrétaire adjoint, et qui dirigeait avec tant de zèle et de compétence la *Revue de la marine marchande*, qu'il avait créée ; puis, quelques semaines plus tard, M. Joseph Duprat, Directeur de la Compagnie des *Chargeurs Réunis*, dont son labeur incessant et sa profonde entente des affaires ont tant contribué à assurer la prospérité.

» Enfin, il y a quelques jours à peine, une mort subite nous enlevait M. le Vice-Amiral Ménard, cet officier général si hautement et si justement apprécié pour ses qualités, qui en faisaient un chef éminent, et pour tous les services rendus au pays pendant une laborieuse et brillante carrière.

» L'Association tout entière se joindra à nous pour adresser l'expression de sa douloureuse sympathie aux familles si éprouvées de nos regrettés collègues.

» Parmi les hommes distingués, nouveaux venus dans notre Association, nous sommes heureux de voir figurer deux officiers généraux de la Marine, M. le Vice-Amiral Courrejolles et M. le Contre-Amiral Mallarmé, qui, par leur haute autorité et leur expérience consommée des choses de la Marine, ne pourront que donner plus d'ampleur et plus d'éclat à nos travaux.

» Je vais maintenant vous soumettre quelques données statistiques, empruntées, pour la plupart, aux publications du *Lloyd*, et qui montrent que l'année 1901 a été, en ce qui concerne les constructions navales dans le monde entier, d'une activité *sans précédent*.

I. — Marines militaires.

» En Angleterre (Royaume-Uni), il a été lancé 41 navires de guerre, ayant ensemble un déplacement de 211 [illegible]^{t}, contre 168 000^{t} en 1900 ; c'est donc

une augmentation d'environ 25 pour 100 sur l'année précédente, et c'est encore 10 pour 100 de plus que pour l'année 1898, qui avait jusqu'ici fourni le chiffre le plus élevé.

» Il est à noter que tous ces bâtiments de guerre, sauf un appoint insignifiant, sont destinés à la flotte de l'Angleterre elle-même.

» Ce total de 212969^{tx} n'est que de très peu inférieur à celui qui représente la construction des navires de guerre pour tout le reste du monde, et qui est de 255578^{tx} (se rapportant à 82 navires).

» Voici, par ordre d'importance, sa répartition entre les diverses puissances :

	^{tx}
Allemagne	66470
France	54861
États-Unis	47903
Russie	30532
Italie	27803
Suède	10950
Autriche	7400
Hollande	5929
Danemark	3200
Divers autres pays	530
Ensemble	255578

» Pour presque tous les pays, ces chiffres correspondent, comme pour l'Angleterre, à une production qui n'avait jamais été atteinte.

» En ce qui concerne les types construits, commencés ou prévus, je me contenterai de dire que, pour les cuirassés de combat aussi bien que pour les croiseurs cuirassés ou protégés, pour les contre-torpilleurs et les torpilleurs, il n'y a pas eu d'importante innovation, et qu'il faut signaler seulement la tendance générale (malgré tout ce qu'on peut dire contre l'accroissement des dimensions et le prix des unités) à une augmentation des déplacements dans chaque type. C'est la conséquence du désir de satisfaire pour chacun d'eux à un plus grand nombre de *desiderata,* ou de progresser, sur certains points, relativement au bâtiment de la veille.

» C'est ainsi que pour les cuirassés de combat, en Angleterre, on est passé du type *Queen* ou du type *Mikasa* (construit pour le Japon), qui avaient un déplacement de 15000 tonnes, au type *King-Edward VII,* qui atteint 16350^{tx} et vise la vitesse de 19 nœuds; en France, on porte le déplacement, qui était de 11395^{tx} sur le *Brennus,* à 12728^{tx} sur le *Suffren* et à 14865^{tx} sur le type *Patrie* et *République.*

» De même pour les croiseurs cuirassés, l'Angleterre passe des 12000^{tx} du type *Cressy* à 14100^{tx} pour le type *Drake,* et la France, des 11329^{tx} de la *Jeanne-d'Arc,* aux 12550^{tx} du *Jules-Ferry* et du *Léon-Gambetta.* Dans les deux pays, l'objectif, en ce qui concerne la vitesse, est de 23 nœuds pour les croiseurs de premier rang.

» Si l'on regarde du côté des machines, on ne trouve, en dehors de l'im-

portante extension des turbines motrices, dont nous dirons un mot plus loin, aucune innovation à signaler. On s'en tient aux types connus des machines à triple expansion, sauf quelques essais de quadruple expansion aux États-Unis.

» Le petit moteur à grande vitesse dont notre collègue, le Comte de Chardonnet, nous a donné la description dans notre dernière session, va être l'objet de nouvelles expériences, auxquelles les Membres de l'Association seront conviés.

» La question des chaudières est toujours à l'ordre du jour. Les essais méticuleux et prolongés effectués par l'Amirauté anglaise, sous le contrôle d'une Commission spéciale, à bord des navires *Hyacinth*, *Minerva* et *Saxonia*, et les deux rapports provisoires auxquels ils ont déjà donné lieu, ont excité une vive émotion dans le monde maritime, et l'intérêt n'a pas été moindre, tant en France qu'à l'étranger, pour les lettres remarquables écrites à ce sujet par MM. Delaunay-Belleville et Cie au Secrétaire de l'Amirauté, à la suite de la publication de ces rapports.

» Bien des points sont encore à élucider, la question demeure ouverte; mais ce qui paraît acquis, c'est que les chaudières aquatubulaires restent l'outil obligé des marines de guerre, et aussi que, parmi les différents types essayés, aucun, jusqu'ici, n'a montré de supériorité sur ceux créés en France, qui, par ailleurs, ont à leur actif d'avoir, par un emploi plus prolongé et de plus longues campagnes, fait leurs preuves d'endurance plus que tout autre système.

II. — Marines marchandes.

» Revenant à la statistique, et envisageant les Marines marchandes chez les principales nations maritimes, nous constatons que, comme pour la Marine de guerre, durant l'année 1901, les constructions nouvelles ont atteint à peu près partout une importance qui n'avait jamais été égalée dans le passé. Voici par ordre d'importance la production des principaux pays :

» 1° *Angleterre*. — La part de l'Angleterre, dont le quantum semble avoir une certaine tendance à décroître, est encore plus grande que pour la Marine de guerre, et son chiffre absolu est en augmentation notable sur les plus belles années du passé : sur 2617539^{tx} de jauge de navires de commerce ayant plus de 100^{tx}, relevés comme construits dans le monde entier en 1901, l'Angleterre en a produit 1552873, c'est-à-dire environ les trois cinquièmes; la construction anglaise correspond d'ailleurs à des unités en moyenne plus importantes que celles des autres pays, puisque son tonnage de 1552873^{tx} s'applique à 713 navires seulement, alors que les 1064666^{tx} du reste du monde en comprennent 825.

» Ce dernier tonnage se répartit comme suit en chiffres ronds :

» 2° *États-Unis*. — 433000^{tx} contre 333000^{tx} en 1900; cette énorme production se décompose en 159800^{tx} de navires pour les Grands Lacs, 135200^{tx} de

voiliers ou navires en bois, et enfin de 138000^{tx} de vapeurs en fer ou en acier, destinés à la navigation de l'Océan. Les États-Unis sont dans la voie d'un immense progrès.

» 3° *Allemagne.* — 217600^{tx} contre 204600^{tx} en 1901; l'Allemagne est donc restée en progrès pour ses constructions navales du commerce, malgré la crise qu'elle a traversée en 1901.

» 4° *France.* — 177500^{tx} contre 116850^{tx} l'année précédente (il y a en outre 20609^{tx} construits en Angleterre pour la France, et se rapportant exclusivement à des vapeurs).

		tx
5°	Italie	60500
6°	Norvège et Suède	40000
7°	Hollande	30000
8°	Japon	27000
9°	Danemark	22000
10°	Autriche	20000
11°	Russie	9000
12°	Belgique	6000
13°	Chine	5000

» L'augmentation du tonnage construit en France est, pour l'année 1901, d'environ 50 pour 100 relativement à 1900. Il faut signaler que sur les 177500^{tx} il y a 124500^{tx} de voiliers, et seulement 53500^{tx} de vapeurs. On peut, sans être l'adversaire des voiliers, regretter que la proportion ne soit pas inverse. La nouvelle loi sur la Marine marchande, qui va restreindre dans de très grandes proportions, sinon arrêter complètement la production des grands voiliers, aura-t-elle sur la construction des vapeurs l'effet si ardemment souhaité? On n'est pas sans concevoir quelques craintes à ce sujet; mais il n'est pas douteux, cependant, que les chantiers nationaux contribueront largement et rapidement à la création de la flotte nouvelle correspondant aux primes de navigation votées par le Parlement, flotte dont le succès devra conduire à élever bientôt le chiffre du tonnage primé.

» Il importerait grandement qu'à l'achèvement des voiliers en cours le personnel qui y est actuellement employé ne reste pas sans travail.

» Au point de vue des types de navires de la Marine marchande, il n'y a pas à signaler pour 1901 de nouvel accroissement dans les dimensions des grands paquebots qui avaient fait récemment un si grand pas avec l'*Oceanic* et le *Deutschland;* le premier est resté le plus long et le second le plus puissant des paquebots à flot.

» Il a bien été parlé d'un nouveau navire qui aurait été projeté par la Compagnie Cunard, et devait avoir 220^{m} de long avec 10^{m},50 de tirant d'eau et une puissance de 48000 chevaux; mais nous croyons savoir qu'il n'y a, jusqu'ici, aucune décision prise au sujet de la construction de ce bâtiment.

» Dans les cargo-boats, on recherche une amélioration des qualités nautiques des charbonniers, en leur donnant des water-ballast dans la partie

supérieure, de manière à n'avoir pas à trop développer ceux des fonds aux dépens du fret, et à n'avoir pas des mouvements de rappel trop durs, lorsque le navire sur lest roule par grosse mer.

» Les trunk-deck et les turrets-ships continuent à se multiplier dans une mesure sensible. Ces deux types de navires sont plus avantageux que d'autres pour leurs armateurs, mais leur emploi se limite toutefois à certaines conditions et à certains cas spéciaux. Je n'en ai pas moins vu récemment quatre turrets-ships de 3800^{tx} en construction ou en achèvement à flot dans un même chantier d'Angleterre.

» Mais l'innovation la plus importante à signaler se rapporte non pas aux navires eux-mêmes, mais aux moteurs. Elle s'applique d'ailleurs aussi bien à la Marine de guerre qu'à la Marine de commerce : je veux parler de la turbine substituée aux machines alternatives à piston.

» L'année 1901 a vu la mise en service du navire à passagers *King-Edward,* ayant comme moteurs deux turbines Parsons.

» L'appareil de M. Parsons était déjà connu, et le navire la *Turbinia* avait figuré à l'Exposition universelle de 1900. Depuis lors, les deux torpilleurs *Viper* et *Cobra* avaient été pourvus du nouveau moteur. La perte malheureuse de ces deux bateaux, bien qu'il soit admis que les turbines motrices y soient étrangères, ne donnait que plus d'intérêt à l'essai de ces appareils sur un navire de commerce.

» Les résultats ont été des plus satisfaisants : le *King-Edward* a accompli régulièrement un service de passagers dans l'estuaire de la Clyde avec une vitesse supérieure à celle des navires semblables mus par des roues, et avec une consommation relativement moindre. Un autre paquebot à turbines, un peu plus grand et plus rapide, est en construction sous le nom de *Queen-Alexandra.*

» Un nouveau torpilleur, le *Velox,* et plusieurs grands yachts actuellement sur chantier doivent aussi recevoir des turbines comme moteurs.

» En France, la question est également poussée dans le domaine de la pratique. Notre collègue, M. Rateau, nous fera part de quelques-uns de ses travaux sur ce sujet. Les essais des turbines de son système, commencés il y a déjà longtemps, ont été arrêtés par des mécomptes dans l'exécution de quelques pièces de fonderie. Il doivent être prochainement repris.

» Enfin, je crois ne pas commettre d'indiscrétion en vous faisant connaître que la *Société de Laval* travaille à adapter à la propulsion des navires son moteur déjà si remarquable, et si utile dans bien des cas.

» Notre Association ne peut pas être indifférente au vote, émis par le Parlement dans sa dernière session, d'un crédit de 300000^{fr} pour l'établissement d'un bassin destiné aux expériences des modèles des navires, comme il en existe déjà en Angleterre, en Allemagne, aux États-Unis.

» Nous savons que le Ministre de la Marine, sans perdre de temps, prend

toutes les mesures nécessaires pour l'exécution de ce bassin, et nous faisons des vœux pour qu'une disposition bienveillante soit prise envers la Marine marchande, pour permettre aux chantiers privés d'essayer aussi leurs modèles de navires lorsqu'ils le demanderont.

» Le besoin d'un établissement où pourraient se faire des essais de ce genre se faisait bien sentir, et notre Secrétaire général vous lira dans un instant une lettre d'un de nos collègues, M. Van Meerten, des plus zélés pour la prospérité de l'Association, qui, de sa lointaine résidence de Java, nous écrit pour nous proposer une combinaison, ou plutôt diverses combinaisons, en vue de doter la Marine française d'un tel établissement. Votre bureau a nommé une Commission composée de MM. Bertin, Guyou, Normand et Widmann pour examiner quelle suite pourrait être donnée à la proposition de M. Van Meerten, que, dans tous les cas, nous remercions cordialement de son initiative et de son offre généreuse.

» Avec l'autorisation de M. le Ministre de la Marine d'Italie, M. Russo, Ingénieur du Génie naval italien, venu tout exprès de Rome, va pouvoir vous expliquer et faire fonctionner devant vous, dans l'après-midi de demain, la machine de son invention, à laquelle il a donné le nom de *Navipendulum* et qui, en dehors même de son utilité pratique pour étudier dans certains cas les qualités nautiques d'un bâtiment, constitue tout au moins une machine démonstrative d'une admirable ingéniosité. Notre Association présente tous ses remercîments à M. le Ministre de la Marine italienne, et à M. Russo lui-même.

» Je ne veux pas terminer cette allocution, pourtant déjà plus longue que je n'aurais voulu, sans adresser aussi quelques paroles de sympathie et de remercîment aux deux Associations similaires de la nôtre en Angleterre et en Allemagne.

» Notre aînée et notre modèle, l'*Institution of Naval Architects,* durant le Congrès de Glasgow en 1901, comme pendant son dernier meeting à Londres, a usé envers nos compatriotes des procédés aimables et courtois auxquels elle nous a depuis longtemps habitués. Nous en témoignons notre gratitude tout spécialement à son honorable Président, Lord Glasgow, et à son Secrétaire général, M. Dana, qui ont si gracieusement conservé à cet égard les traditions de Lord Brassey, de Lord Hopetoun et de M. Georges Holmes.

» De son côté, la *Schiffbautechnische Gesellschaft,* par l'organe de son aimable et distingué Président, M. le professeur Busley, nous a conviés, pour le 1er juin prochain, au Congrès de Dusseldorf, où elle a préparé, pour ceux d'entre nous qui répondront à cette invitation, un programme de séances et d'excursions de la nature la plus attractive. »

M. le Trésorier ayant été obligé de s'absenter, le Secrétaire général donne lecture du compte rendu de la situation financière, et les comptes, qui ont été préalablement contrôlés par M. Daymard, Vice-Président, sont approuvés.

État des recettes et des dépenses en 1901.

ASSOCIATION.

Recettes.

Solde de l'exercice 1900.	En caisse	3834,80	21061,00
	Crédit Lyonnais	17226,20	
Cotisations des membres adhérents.	1899	90,00	8790,00
	1900	420,00	
	1901	8190,00	
	1902	90,00	
Vente de *Bulletins de l'Association*			1678,85
Produit des Annonces publiées dans l'*Annuaire*			310,00
Intérêts.	7 obligations P.-L.-M. fusion 3 pour 100	100,80	575,03
	Rente 3 pour 100 amortissable	390,00	
	Crédit Lyonnais	84,23	
			32414,88

Dépenses.

Loyer et gratification			650,00
Note de M. Gauthier-Villars		10803,00	11258,35
» M. Muller	(Planches)	135,80	
» M. Keller	(Planches)	319,55	
» M. Gauthier-Villars (*Bulletin* n° 11)			
» M. Gauthier-Villars (*Bulletin* n° 12)			3565,40
» M. Bernard (Annuaire et imprimés divers)			679,50
Affranchissements, ports de lettres, frais divers			796,10
Allocation aux dessinateurs, expéditeur et garçons de bureau du Bureau Veritas			350,00
Frais relatifs à la session de 1901			110,00
Frais relatifs au dîner de 1901			98,50
Assurance			27,30
Frais restant à solder pour le Congrès d'Architecture et de Constructions navales	Dépenses à la Sorbonne	270,00	285,00
	Remboursement d'une cotisation	15,00	
Achat de 360fr de rente 3 pour 100 amortissable			12034,60
Frais financiers, Crédit Lyonnais			10,70
			29865,45
Solde à reporter à l'exercice 1902.	En caisse	1160,90	2549,43
	Crédit Lyonnais	1388,53	
	Total égal aux recettes		32414,88

FONDATION CANET.

Recettes.

	fr
Arrérages, rente 3 pour 100 (2 trimestres).....	200,00
Intérêts des arrérages.....	0,37
	200,37

Dépenses.

Néant.	
Solde à reporter à l'exercice 1902 (Crédit Lyonnais).....	200,37
Total égal aux recettes.....	200,37

Pour mémoire : en dépôt au Crédit Lyonnais :

		fr	fr
Association.	7 obligations P.-L.-M. fusion 3 pour 100, au cours du 31 décembre.....	3234,00	22253,00
	570fr rente 3 pour 100 amortissable, au cours du 31 décembre.....	19019,00	

Fondation Canet, 400fr rente 3 pour 100, au cours du 31 décembre..... 13346,66

Conformément aux Statuts, le Président ouvre le scrutin pour l'élection du Bureau pour l'année 1902.

Sont élus :

Président :	M. de Bussy.
Vice-Présidents :	M. Bertin. M. Bienaymé. M. Bordes (Adolphe). M. Daymard. M. Menier (Henri). M. Normand.
Secrétaire général :	M. Hauser.
Secrétaire :	M. Turgan.
Trésorier :	M. Borja de Mozota.

M. le Président propose à l'Assemblée de ratifier la décision par laquelle le Bureau a nommé membres honoraires :

Sir William White.
M. le Vice-Amiral Thomasset.

Cette proposition est adoptée.

M. le Président fait donner lecture par le Secrétaire général des noms des vingt-deux personnes qui, depuis la dernière Assemblée générale, se sont présentées comme membres adhérents, et ont été admises provisoirement par le Bureau :

MM.

Arbel (Pierre), Administrateur délégué des Forges de Douai.
Blom, Ingénieur civil des Constructions navales.
Courrejolles, Vice-Amiral.
Danis, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique.
Delaunay-Belleville (Robert), Ingénieur des Arts et Manufactures.
Huin, Directeur du Génie maritime, en retraite, Directeur général de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde.
Kauffer, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.
Laponche, Ingénieur, Maison Biétrix, Leflaive et Cie.
Le Cœur, Ingénieur des Arts et Manufactures.
Lessnikoff, Ingénieur de la Marine Impériale Russe.
Mallarmé, Contre-Amiral, Directeur de l'École supérieure de Marine.
Maugas, Ingénieur en chef de la Marine.
Merveilleux du Vignaux, Ingénieur.
Nervo (Léon de), Ingénieur des Arts et Manufactures.
Odagiri, Ingénieur-lieutenant de la Marine Japonaise.
Parsons, Directeur de la Manganese Bronze and Brass Company.
Patry, Ingénieur du Bureau Veritas.
Pollard, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'École d'application du Génie maritime.
Russo, Ingénieur du Génie naval Italien.
Vimont, Lieutenant de vaisseau en retraite, Armateur.
Widmann (Georges), Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville.
Ziegel, Ingénieur de la Marine, Ingénieur en chef des Chantiers et Ateliers de Provence.

Tous ces membres sont admis par l'Assemblée générale.

M. Barguillet, Mécanicien-Inspecteur général de la Marine, a, en outre, été admis dans la séance du 7 mai.

Sur la proposition du Bureau, l'Assemblée décide qu'un membre qui, invité à solder ses cotisations des deux dernières années, n'a pas répondu à cette invitation, sera rayé, conformément à l'article 5, § 2, des Statuts.

M. le Président fait donner lecture, par le Secrétaire général, d'une lettre de M. Van Meerten, membre de l'Association, renfermant des propositions destinées à être soumises à l'Assemblée.

Buitenzorg (Java), le 9 février 1902.

Monsieur le Secrétaire général de l'Association Technique Maritime,
4, rue Meissonier, Paris.

MONSIEUR ET CHER COLLÈGUE,

Empêché d'assister à la session de mai prochain de l'Association Technique Maritime, je vous prie d'avoir la bonté de communiquer aux membres réunis dans la session prochaine une proposition que je voudrais faire, non seulement dans l'intérêt de notre Association, mais de la science de l'architecture navale dans la plus vaste signification du mot. En général, selon mon opinion, les Sociétés techniques, comme notre chère Association, et comme sa sœur aînée, l'*Institution of Naval Architects,* pourraient servir les intérêts de l'architecture navale d'une manière plus efficace, si elles étaient liées avec des stations d'épreuve, où existeraient les moyens d'étudier expérimentalement les questions spéciales relatives à l'architecture navale. Il y a quantité de stations où les qualités des matériaux de construction sont étudiées expérimentalement, non seulement au point de vue de la science pure et abstraite, mais aussi au point de vue de la pratique. L'architecture navale est malheureusement bien en retard à ce point de vue sur les autres branches de la technique. Si, par exemple, une aciérie invente un nouveau procédé de production, ou si elle veut savoir les résultats d'une modification, rien de plus facile que de faire examiner officiellement ses produits par quelque station d'épreuves. Si, d'un autre côté, un architecte naval veut examiner l'influence d'un changement dans le tracé de la carène d'un navire, c'est chose presque impossible. Ce n'est qu'à Washington, aux États-Unis d'Amérique, qu'on pourrait le faire. Mais quel long chemin! Et l'ancien Monde ne doit-il pas rougir à la pensée que le nouveau Monde l'a devancé en cette matière? Une station d'épreuves internationale, étudiant expérimentalement les questions d'architecture navale, au point de vue scientifique aussi bien que pratique, répondrait à un besoin réel. Si je me demande quel pays serait le plus approprié à ce but, je me réponds : La France. Je vous expliquerai pourquoi :

1° La France possède au plus haut degré le génie expérimental. Si l'on étudie la physique, on rencontre à chaque pas un Français expérimentateur, qui étudie quelque série de phénomènes avec une admirable exactitude, établissant quelque loi physique importante.

2° Le système métrique, né en France, y a pris racine d'une manière inébranlable. Le système C.G.S., que vous, Monsieur le Secrétaire général, venez de proposer pour l'architecture navale, serait la base solide de tous les calculs; toutes les nations qui ont accepté le système métrique approuveront ce choix.

3° La France est le berceau de la science de l'architecture navale, théorique aussi bien que pratique. C'est le pays natal de Bouguer et de Ch. Dupin, aussi bien que de Sané et de Dupuy-de-Lôme.

Voici, Monsieur le Secrétaire, les raisons qui ont pesé chez moi, pour recommander la France comme le siège d'un laboratoire international d'architecture navale. Je ne crois pas que je rencontre d'opposition ni auprès de vous, ni dans notre Bureau, ni auprès des membres de notre Association.

Admettons que nous sommes d'accord sur ce point, que la France est le pays le plus convenable pour une station d'épreuves d'architecture navale; la seconde question qui se

posera sera : De quelle manière cette station se constituera-t-elle ? Une première solution serait que l'Association elle-même prît l'affaire en mains. Mais même si sa position financière lui permettait d'agir ainsi, ce dont je doute, encore ne saurais-je proposer une telle mesure. Selon moi, l'Association dérogerait à sa position purement scientifique. En effet, les recherches exécutées dans l'intérêt des chantiers et des compagnies de navigation exigent une rémunération ; et ceci n'entre pas dans l'ordre de choses d'une Association qui ressemble à un forum où l'on discute librement, une tribune où l'on émet ses opinions sans arrière-pensée pécuniaire. Une autre solution, selon moi plus convenable, serait que, par l'initiative de l'Association, et sous ses auspices, son patronage, et même un peu sous sa tutelle, une Société anonyme se formât avec un large capital, laquelle aurait pour but l'étude expérimentale des questions spéciales de l'architecture navale ; quant au nom, je proposerais le suivant : *Compagnie des recherches techniques maritimes expérimentales*. Ce nom indiquerait clairement non seulement le but à atteindre, mais aussi les relations intimes avec notre Association. Ne voulant pas devancer l'avenir sur cette question, j'ai cependant à émettre quelques propositions qui s'y rattachent : ainsi, par exemple, l'Association pourrait se réserver un certain nombre d'actions, et les membres auraient la priorité pour les autres. Je proposerais encore que toute institution ou établissement, qui prendrait part pour une certaine portion à la constitution du capital, eût le droit de se faire représenter dans la direction de la Compagnie par un délégué.

Voici, Monsieur le Secrétaire général, le but que je me propose ; je crois que, quant aux détails, il vaut mieux les réserver à notre Bureau. Seulement, pour préciser un peu, ce que l'architecture navale demande en premier lieu, c'est un bassin expérimental (experimental tank) pour déterminer, au moyen de modèles, la résistance des navires ; secondement la recherche expérimentale du roulis et du tangage d'un navire, rendue possible par l'élégante machine démonstrative de l'Ingénieur italien G. Russo, puis l'étude expérimentale des filets d'eau, etc.

Pour donner une forme concrète à mes idées, je voudrais proposer à l'Assemblée :

1° Qu'elle décide en principe s'il y a utilité à la création d'une Institution internationale de recherches expérimentales techniques maritimes.

2° Dans le cas de l'affirmative, que le Bureau soit autorisé à nommer une Commission d'études, qui examinera la question de la manière la plus large, au point de vue technique aussi bien que financier. Peut-être le Comité d'études permanent voudra-t-il bien se charger de ce mandat.

3° Que le Bureau soit autorisé à avancer une certaine somme pour défrayer le Comité d'études des dépenses nécessaires ; peut-être un syndicat, dans lequel le Bureau Veritas, les grandes compagnies de navigation et les grandes usines et chantiers figureraient, se constituera-t-il sur l'initiative de l'Association pour défrayer ledit Comité. Les dépenses seraient remboursées si une compagnie se constituait dans le but proposé.

4° La Commission d'études dresserait aussitôt que possible un rapport, et proposerait l'organisation de l'Institution, avec un programme complet de fonctionnement. Cette Commission jouirait d'une liberté complète dans ses recherches et ses propositions. L'Association sera convaincue qu'elle n'agira que dans le but spécial de la protection des intérêts de l'architecture navale.

En vous choisissant, Monsieur le Secrétaire, comme parrain de mes propositions, je suis sûr qu'elles sont en bonnes mains. Avec mes salutations sincères, veuillez agréer, Monsieur et cher Collègue, l'assurance de mes sentiments distingués.

VAN MEERTEN.

Extrait d'une lettre particulière adressée par M. VAN MEERTEN *au Secrétaire général.*

« Si, sous les auspices et pour ainsi dire sous la tutelle de notre Association, une Société anonyme se constituait dans ce but, je suis sûr que la Compagnie des Messageries Maritimes, la Compagnie Générale Transatlantique et d'autres compagnies de navigation, les Établissements Schneider, de la Seyne, etc. seraient heureux de contribuer à fonder une telle institution. Si l'Association veut proposer et protéger la constitution d'une telle société, je ne serais que trop heureux d'offrir mon obole pour le but proposé. Vous pourriez compter chez moi au moins pour 2000fr (1). »

L'Assemblée générale décide :

Qu'il serait utile qu'il existât un laboratoire international de recherches expérimentales techniques maritimes.

Elle approuve la nomination par le Bureau d'une Commission d'études composée de

MM. BERTIN,
GUYOU,
NORMAND,
WIDMANN,

chargée, tant au point de vue technique qu'au point de vue financier, de l'examen des moyens de réalisation de la proposition de M. Van Meerten.

La parole est ensuite donnée, par M. le Président, aux auteurs des mémoires présentés.

Il est donné lecture des mémoires suivants :

M. BOULVIN donne lecture de son mémoire :

Étude sur la vapeur d'eau surchauffée;

par M. BOULVIN,
Professeur à l'Université de Gand.

L'auteur établit par le diagramme entropique les propriétés de la vapeur d'eau surchauffée, en se basant uniquement sur la valeur de la chaleur spécifique à pression constante de ce fluide, donnée par Regnault, qui semble pouvoir être admise, dans la limite où la surchauffe est appliquée actuellement aux machines fixes.

On sait que Zeuner, en partant de la même donnée, mais en s'appuyant sur des hypothèses qui donnent à sa théorie un caractère un peu empirique, a établi l'équation carac-

(1) Dans une lettre plus récente, M. Van Meerten a porté son offre à 4000fr.

téristique de la vapeur surchauffée, et en a tiré les relations qui sont nécessaires pour étudier une transformation quelconque.

Le problème est cependant susceptible d'une solution dégagée de toute hypothèse, puisque la loi de Regnault et les deux principes fondamentaux de la thermodynamique donnent des équations en nombre suffisant pour qu'on puisse en déduire une relation entre la pression, le volume et la température du corps. Cette solution entraîne de grandes difficultés analytiques; l'auteur l'a cherchée graphiquement, et la présente sous une forme telle, qu'elle se prête immédiatement à toutes les recherches de la pratique; elle permet notamment de déterminer l'une des quantités *pression, volume* et *température* en fonction des deux autres, qui sont toujours nécessaires pour caractériser l'état du fluide; elle permet de tracer l'isothermique, l'adiabatique, la ligne d'égale énergie intérieure, et, en un mot, d'étudier, aussi facilement que pour la vapeur saturée, toutes les transformations qui se présentent dans le cycle de la machine à vapeur.

L'auteur a établi cette théorie préparatoire, en vue d'étudier des essais de moteurs à vapeur surchauffée, et de rechercher exactement les causes de leur supériorité sur les machines à vapeur saturée.

Il n'a pu toutefois réunir des données suffisantes que pour un petit nombre d'essais; encore la surchauffe n'y est-elle pas très élevée. L'analyse de ces essais ne figure donc dans son mémoire qu'à titre documentaire, en attendant qu'il puisse étudier des cas plus nombreux, et en tirer des conclusions, qui, pour être bien établies, doivent surtout ressortir de la comparaison entre des machines où la surchauffe est différente.

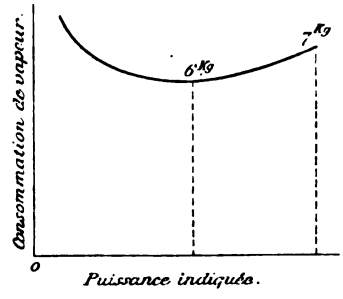
M. Lelong. — Les considérations développées dans le mémoire de M. Boulvin, et les résultats d'expériences qui y sont indiqués confirment pleinement l'économie que procure la surchauffe, en diminuant les condensations intérieures dans les machines à vapeur.

Bien que les appareils moteurs des bâtiments soient dans des conditions toutes différentes de celles des machines fixes, dont il est question ici, il semble que cette situation ne doive pas laisser indifférents les constructeurs de machines marines.

Le chiffre de consommation de $4^{kg},67$ de vapeur par cheval-heure, obtenu dans une expérience soigneusement contrôlée, est très inférieur aux meilleurs résultats fournis par les machines marines. Il est malheureusement difficile de connaître exactement la consommation de vapeur de ces dernières machines, car on ne la relève presque jamais directement. Les chiffres approximatifs, que l'on peut déduire de la vaporisation des chaudières, et de l'analyse des diagrammes, sont représentés par la courbe ci-dessous en fonction de la puissance réalisée.

La consommation est d'environ 7^{kg} à la puissance maxima, puis elle s'abaisse à 6^{kg} à la mi-puissance environ, par suite de l'augmentation de la détente, reste ensuite sensiblement stationnaire, et remonte assez rapidement aux faibles puissances, par suite de la nécessité de diminuer la pression initiale. Il ne semble pas y avoir intérêt à recourir à la surchauffe pour la puissance

maxima, car elle est sans action sur la principale cause de perte, qui est alors la détente incomplète. Il convient, d'ailleurs, d'éviter d'introduire un nouvel organisme, compliquant la conduite à l'allure maxima. Mais il n'en est pas de même pour les allures intérmédiaires, auxquelles on marche le plus souvent,



et pour lesquelles il semble que la surchauffe pourrait procurer un bénéfice très appréciable.

Les difficultés auxquelles donne lieu l'application de la surchauffe proviennent, d'une part, de l'influence des températures élevées sur les huiles de graissage et les garnitures de presse-étoupes; d'autre part, du poids, de l'encombrement et de la rapidité d'usure des surchauffeurs. La question des huiles de graissage et des garnitures de presse-étoupes paraît résolue par l'exemple des machines fixes et des moteurs à gaz. On sait, en effet, qu'on fait aujourd'hui des moteurs à gaz à double effet, qui fonctionnent dans de bonnes conditions. Reste la question du surchauffeur, qui n'est pas résolue. Mais il semble que les constructeurs de chaudières pourraient l'étudier, et voir si, oui ou non, on peut créer un type de surchauffeur marin. Toute la question est là. Peut-être la faculté de ne pas faire usage de la surchauffe aux grandes allures serait-elle de nature à simplifier le problème.

M. Turgan répond qu'il existe dès maintenant un type de surchauffeur qui peut être facilement adapté aux nombreuses chaudières de la famille Du Temple, Normand, etc. Il se compose de tubes Field horizontaux, placés dans la chambre de combustion, et aboutissant dans une boîte verticale en acier moulé. Son application à des chaudières d'automobiles et de canots, ainsi qu'à des locomotives du Chemin de fer du Nord, a fait tomber des consommations, qui étaient de 18^{kg} sur des machines sans condensation, à $13^{kg},50$, et sur une machine de canot à condensation de $12^{kg},500$ à 10^{kg}.

Bien que la surchauffe soit considérable, car on peut allumer une cigarette sur le tuyau de vapeur, ce surchauffeur ne se détériore pas lors des stoppages, quand la vapeur est stagnante. Quand la surchauffe dépasse 300°, on

la tempère par une injection d'eau. Au reste, l'emploi des huiles dont on se sert pour les moteurs à ailettes n'a pas entraîné d'inconvénients.

M. Piaud dit qu'il tient à répondre à la question posée par M. Lelong aux constructeurs de chaudières, en indiquant que, depuis longtemps déjà, la Société des Générateurs Belleville s'est préoccupée de la surchauffe appliquée aux chaudières marines. Des expériences assez récentes sur des générateurs destinés à l'industrie lui ont prouvé que les générateurs Belleville se prêtent aisément à l'adjonction d'un surchauffeur constitué par quelques étages de tubes, intercalés entre les éléments vaporisateurs et l'économiseur; et comme il n'en résulte ni réduction dans la production du générateur, ni augmentation sensible du poids, la Société sera sans doute prochainement en mesure de proposer à la Marine des chaudières à surchauffeurs, établies dans des conditions parfaitement acceptables.

M. Ravier se demande si la solution ne peut pas se trouver dans un surchauffeur complètement indépendant de la chaudière. Sous réserve des questions de poids et d'encombrement, on aurait un appareil plus facilement accessible et réparable que les types actuels.

M. Normand expose que les difficultés de la surchauffe sont de deux sortes : d'une part, il y a le graissage des presse-étoupes, qui introduit des corps gras en abondance, ce qui, sur les moteurs à gaz, a conduit à l'emploi presque général des fourreaux; de l'autre, il y a le retour aux chaudières de la totalité de l'eau condensée, laquelle ramène avec elle la portion des graisses non retenue par les filtres. Les graisses végétales sont les plus dangereuses par les acides qu'elles contiennent; mais, en revanche, les huiles minérales forment une pellicule adhérente, mauvaise conductrice de la chaleur, sur la surface intérieure des parois des chaudières. Aussi, depuis la généralisation de l'emploi de ces huiles, les aplatissements des foyers sont-ils devenus plus fréquents.

A terre, où l'on ne renvoie aux chaudières que le vingtième environ de l'eau chargée de graisses, les inconvénients de ce genre se font peu sentir.

M. Boulvin rappelle qu'on a employé un badigeonnage au pétrole pour empêcher l'adhérence des dépôts calcaires à l'intérieur des chaudières fixes, sans qu'on ait constaté d'inconvénients, mais que la proportion des matières de graissage réintroduites par l'alimentation est toujours infime dans ces chaudières, comparativement à ce qui se passe dans la condensation par surface.

M. Compère dit que, dans la question de surchauffe, il faut d'abord que l'appareil de surchauffe soit bien étudié.

L'économie de la surchauffe résulte de la diminution dans la consommation de vapeur par cheval, par l'atténuation, comme le dit si nettement M. Boulvin, des phénomènes parasites, tels que les condensations à l'intérieur des cylindres; mais il ne faut pas que cette économie en vapeur soit détruite par une diminution du rendement de la chaudière, par suite de l'existence du surchauffeur.

Il cite le cas d'un essai récent où, avec une chaudière semi-tubulaire de 40^{m^2}, actionnant une machine Corliss faisant 33^{chx}, il a obtenu avec la surchauffe une économie en vapeur dans la machine de 14 pour 100, mais une dépense supplémentaire de charbon, la seule à retenir, de 23,6 pour 100. Ce résultat déplorable tient à ce que, par l'addition du surchauffeur, placé en arrière des bouilleurs, à la relevée des flammes, la vaporisation par kilogramme de charbon s'est abaissée de $6^{kg},41$ à $4^{kg},42$; les gaz s'éteignaient, aux dépens du rendement, au contact du faisceau tubulaire, qui était trop compact.

Cette constatation pratique montre combien l'étude des surchauffeurs doit faire partie intégrante de celle des chaudières; chaudière et surchauffeur doivent toujours faire un seul bloc, qui doit avant tout conserver son rendement.

M. Lelong, en réponse à M. Normand, dit qu'il y a eu autrefois des excès de graissage, mais qu'aujourd'hui l'on a des tendances à très peu graisser, ce qui atténue bien les inconvénients signalés.

M. Boulvin dit que son mémoire n'est pas un plaidoyer en faveur de tel ou tel surchauffeur. Il doit dire toutefois que les seuls dont il ait entendu dire du bien sont des surchauffeurs lourds, à tuyaux en fonte, dont la masse forme volant de chaleur, et pour lesquels, la température n'étant pas trop élevée, la corrosion n'est pas très à redouter.

Mais l'avantage de la surchauffe ne peut pas se chiffrer par la simple constatation du poids de vapeur consommé; il faut encore évaluer ce que coûte la vapeur, puisque la surchauffe demande un supplément de chaleur à fournir par les chaudières.

Sur les machines à expansion multiple, à faibles espaces nuisibles et à enveloppes, l'avantage de la surchauffe est presque nul; l'avantage est d'autant moins grand que la machine est plus parfaite. Les promoteurs de la haute surchauffe sont principalement les constructeurs de machines à soupapes, car la surchauffe leur permet de lutter avec les machines Corliss. Mais les appareils à surchauffe élevée n'ont pas encore fait leurs preuves : ils ont presque

tous des tubes tamponnés après des avaries, tubes qu'il est impossible d'extraire et de remplacer (1).

M. le Président remercie M. Boulvin du très intéressant mémoire qu'il vient de lire, et se félicite du fructueux échange d'observations qu'il a provoqué, relativement à une question agitée depuis bien longtemps; en effet, dès 1860, M. le lieutenant de vaisseau Delafond, l'auteur de la machine à chloroforme, l'avait soulevée.

La clarté et l'élégance du mode d'investigation imaginé par M. Boulvin n'est pas fait pour nous étonner, venant de l'éminent professeur auquel l'Institut a décerné cette année le prix Plumey.

Le Secrétaire général donne lecture du mémoire de M. Van Meerten :

Stabilité et aire de la surface développée.
Méthode purement analytique proposée pour le calcul des centres de carène d'un navire incliné, et de l'aire de la surface immergée,

par M. Van MEERTEN,
Ingénieur de la Marine hollandaise, en retraite.

L'auteur a pour but de rendre le calculateur indépendant de l'exactitude des dessins, et cherche, en employant la formule de Lagrange, à déterminer analytiquement les posi-

---

(1) Après la clôture de la Session, M. Boulvin a fait parvenir au Bureau, sous forme de correspondance, la communication suivante :

« M. Émile Leclert, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite, m'envoie à l'instant le volume publié par lui en 1869, contenant les *Leçons faites à la Sorbonne par M. Reech, Directeur de l'École d'Application du Génie maritime*, sur la *Théorie des machines motrices*, en me signalant un passage relatif à la vapeur surchauffée.

» Les idées émises à ce sujet, et qui étaient professées à l'École du Génie maritime il y a 35 ans, sont d'une exactitude trop remarquable pour que je néglige de les rappeler.

» Après avoir établi le bénéfice théorique, presque négligeable, qui résulterait de l'emploi de la surchauffe si le cycle théorique était parfaitement accompli, les auteurs concluaient ainsi :

« Quel avantage peut donc offrir l'emploi de la vapeur surchauffée ?

» Au point de vue de l'utilisation, la discussion qui précède le présente comme fort insignifiant, sinon problématique.

» Au point de vue pratique, la question est complexe. Les parois du cylindre ne sont pas imperméables à la chaleur; le seraient-elles, que la vapeur se précipiterait partiellement, par la détente. On remédie au refroidissement du cylindre à l'aide de revêtements mauvais conducteurs.

« Watt, par l'emploi d'une chemise de vapeur, voulait que les parois du cylindre eussent la température de la vapeur affluente. Ces moyens, excellents quant au but, ne peuvent prévenir totalement la condensation qui accompagne la détente de la vapeur, et ils se montrent, à cet égard, d'autant plus impuissants que la détente est plus grande.

« L'emploi de la vapeur surchauffée vient suppléer à cette insuffisance. On peut se proposer de surchauffer à ce point, qu'à la fin de la détente la vapeur atteigne tout au plus son point de saturation. Surchauffer au delà serait se créer des difficultés pratiques, sans que la figure fasse entrevoir aucun avantage. »

tions du centre de carène, et la surface immergée. Les formules auxquelles il arrive nécessiteraient des calculs excessivement laborieux, et il exprime le vœu de la voir simplifier par un analyste plus heureux que lui.

Le Président envoie à M. Van Meerten tous les remercîments de l'Assemblée, qui est heureuse de voir un membre si éloigné de Paris s'associer à ses travaux, et lui envoyer des Indes néerlandaises le résultat de ses études.

M. Bassetti donne lecture de son mémoire.

Compte rendu d'expériences faites au moyen d'un pendule hydraulique;

par M. Alex. Bassetti,
Ingénieur civil des Constructions navales.

Le pendule hydraulique est constitué par une charpente légère oscillant autour d'un point fixe; cette charpente supporte, à sa partie inférieure, un poids, et, à sa partie supérieure, le plus près possible de l'axe, une petite citerne en tôle.

Des expériences ont été faites pour déterminer quelles perturbations apporte au mouvement du pendule une légère quantité de liquide placée dans la citerne.

Il résulte de ces expériences que :

1° Par l'effet du lest liquide, le pendule s'arrête rapidement, une notable partie de l'énergie initiale étant absorbée par les chocs contre les parois de la citerne;

2° Toutes choses égales d'ailleurs, on voit que, à partir d'un certain point, on gagne peu à augmenter la quantité de liquide;

3° L'action du lest liquide est d'autant plus marquée que la fluidité de ce liquide est plus grande, surtout pour de faibles quantités de liquide;

4° Le lest liquide a une action accélératrice sur le mouvement du pendule; plus le poids du liquide augmente, plus le temps moyen d'une oscillation diminue.

Le Président remercie M. Bassetti de son intéressante communication, et signale le travail considérable que des observations si multipliées ont dû lui coûter.

Le Secrétaire général donne lecture du mémoire de M. Dibos.

Contribution à l'étude du relèvement optique des épaves et navires coulés ou immergés;

par M. M. Dibos,
Ingénieur-conseil, Expert maritime, Lauréat de l'Institut.

Après avoir montré, par divers exemples, qu'un observateur placé au-dessus de la mer aperçoit avec une grande facilité les fonds, dans la région placée directement à son aplomb, l'auteur propose, pour observer les objets placés au fond de la mer, l'emploi d'un ballon remorqué par un navire, maintenu par une ancre flottante ou des dériveurs Hervé. Par vent violent, la manœuvre du ballon paraissant peu sûre, l'auteur propose l'emploi de

cerfs-volants. Ces procédés peuvent servir, non seulement à rechercher des épaves, mais encore à découvrir les bateaux sous-marins.

Le Président regrette que l'absence de M. Dibos ne lui permette pas de lui adresser personnellement les remercîments de l'Assemblée.

Le Secrétaire général donne lecture du mémoire de M. Laubeuf.

Note sur le perçage à terre;

par M. Laubeuf,
Ingénieur en chef de la Marine.

Se référant à une étude relative aux conditions les plus avantageuses de fonctionnement des outils de perçage, insérée par M. l'ingénieur Maugas au *Bulletin* de 1897, l'auteur donne les résultats détaillés d'une série d'expériences effectuées au port de Cherbourg.

Faisant intervenir l'influence du glissement des courroies, dont l'importance est considérable, il conclut qu'il y a avantage à employer des avances allant en décroissant lorsque le diamètre augmente, et qu'il convient, si l'on n'a pas un atelier assez important pour pouvoir spécialiser les outils, de leur donner des avances variables, conduisant à une pénétration par minute supérieure à celle qu'avait indiquée M. Maugas.

M. Maugas. — Je rappellerai tout d'abord que la question du perçage au foret est une des plus importantes, parmi les questions d'outillage de nos arsenaux, à cause du très grand nombre de trous que comporte la construction d'un navire de guerre. Par exemple, on ne trouve pas moins de 100 perceuses (à un foret) à l'atelier des Bâtiments en fer de Brest. L'intéressante communication de M. Laubeuf m'amène à indiquer aujourd'hui quelques résultats, que je n'ai pu encore compléter, et que je réservais pour la session de l'an prochain.

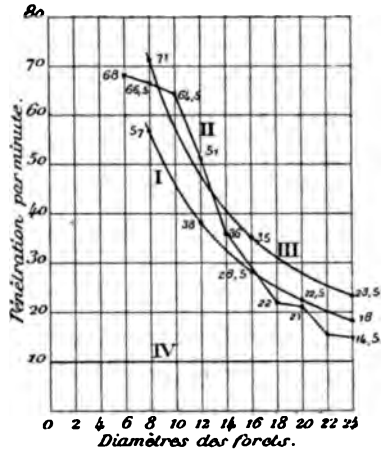
Ainsi que le rappelle M. Laubeuf, j'ai indiqué en 1899, à la suite d'essais méthodiques faits autrefois à Toulon, et une expérience de longue durée à l'atelier des Bâtiments en fer de Brest, que les forets actuellement en usage permettaient d'atteindre pour ces outils une vitesse circonférentielle de 200^{mm} par seconde, et une avance par tour de $0^{mm},12$; il en résultait que le nombre de tours par minute devait augmenter en raison inverse du diamètre, et que, par suite, la *pénétration* par minute dans le métal devrait croître aussi comme l'inverse du diamètre, suivant la loi :

$$D \times p = 450 \text{ (environ)},$$

en désignant par D le diamètre du foret, et par p la pénétration par minute.

Telle est la loi qu'exprime la courbe I de la figure ci-dessous.

Dans les expériences dont il rend compte, M. Laubeuf n'a pas eu la possibilité d'atteindre, pour les petits forets, les vitesses nécessaires; il a alors cherché à retrouver la même pénétration par minute, en faisant croître l'avance par tour, c'est-à-dire le serrage. La loi de variation de la pénétration en fonction du diamètre, qu'il a été amené à proposer, est repré-



sentée par la courbe II, qui s'éloigne assez peu de la courbe I. Ce résultat est important, en ce sens qu'il montre la possibilité d'atteindre la pénétration par minute voulue, en agissant non pas uniquement sur le nombre de tours, mais aussi sur le serrage; le problème s'en trouve grandement facilité. Mais, dans tous les cas, on ne peut pas songer à conserver une allure constante, et à faire varier seulement le serrage. Comment obtiendra-t-on les variations d'allure nécessaires? On peut, comme cela a lieu généralement, interposer des engrenages ou un cône de poulies entre l'axe moteur de la perceuse et le porte-foret. Mais ces dispositifs, outre qu'ils compliquent la perceuse et diminuent notablement son rendement, ne permettent pas de graduer d'une manière continue la vitesse.

Je crois préférable de faire conduire le foret par un moteur électrique enroulé en série. J'ai démontré dans la note précitée que l'on pouvait, dans ces conditions, réaliser une perceuse en quelque sorte autorégulatrice de vitesse, c'est-à-dire se mettant d'elle-même à l'allure qui convient au foret employé. Cette propriété n'est d'ailleurs pas rigoureuse. Mais en profitant de la latitude indiquée plus haut d'agir sur le serrage, on peut arriver sans difficulté ni complication à réaliser la loi $D \times p = \text{const.}$

C'est dans cet ordre d'idées qu'ont été étudiées deux perceuses radiales livrées récemment au port de Cherbourg par la Maison Sautter-Harlé; il n'y a plus de cône de poulies ou d'engrenage de changement de vitesse; auto-

matiquement le foret tourne à des vitesses variant de 160 à 400 tours, et l'on dispose de trois serrages, qui sont en millimètres : 0,118, 0,176, 0,235, à l'aide desquels il est facile de réaliser la loi voulue pour la pénétration par minute. Les essais en service de cette perceuse ont montré que l'on pouvait, sans inconvénient pour les forets, augmenter la pénétration prévue, d'après des essais sur une machine commandée par une transmission, c'est-à-dire passer, pour $D \times p$, de la valeur 450 à la valeur 600 environ (courbe III). Il semble donc que l'on puisse percer plus rapidement avec une perceuse électrique de l'espèce qu'avec une perceuse entraînée par transmission. Cela n'a rien de surprenant, car le moteur électrique enroulé en série ralentit de lui-même, quand la résistance augmente par suite de l'usure du foret ou de la présence d'une partie plus dure du métal; on risque donc moins la rupture du foret à égalité de vitesse normale.

On remarquera que tous ces avantages de la conduite par moteur électrique disparaissent, si l'on fait entraîner plusieurs forets par un même moteur électrique; on ne peut plus alors faire d'autorégulation; il faut employer un moteur enroulé en dérivation, à vitesse constante, et faire varier la vitesse du foret par des poulies ou des engrenages, tout comme dans le cas de la conduite par une transmission. On peut objecter que l'emploi d'un moteur unique pour plusieurs forets permet de réaliser une économie sur le prix d'achat des outils. Cette économie, qui n'est pas discutable, n'est cependant pas aussi grande qu'on pourrait le croire, car la perceuse à moteur électrique est plus simple en elle-même que la perceuse à engrenages ou à cônes de poulies. En second lieu, la perceuse autorégulatrice a un meilleur rendement que la perceuse à engrenages, et elle ne dépense rien, tant que le foret correspondant ne travaille pas, tandis que le moteur actionnant plusieurs forets à la fois travaille à faible puissance, quand tous les forets ne sont pas en fonction, ce qui arrive souvent. On peut estimer que la consommation de combustible est au moins 1,3 fois plus grande avec la perceuse à engrenages. Or la puissance moyenne aux bornes du moteur est, pour un foret, environ 1300 watts pour la perceuse isolée, quel que soit le diamètre du foret, si l'on suit la loi $D \times p = \text{const}$. Elle sera donc en moyenne

$$1300 \times 1,3 = 1700 \text{ watts}$$

pour chacun des forets d'un ensemble actionné par un moteur unique, soit par foret une perte de 400 watts. En comptant sur un fonctionnement de 5 heures par jour, ces 400 watts coûtent par an, à 35fr la tonne de charbon, une somme de 50fr environ, ce qui compense largement l'avantage du prix d'achat. La perceuse à moteur isolé est, en outre, plus commode d'emploi

que le groupe de perceuses à moteur unique, car on peut à son gré grouper les perceuses, à un moment donné, sur un point unique de l'atelier, ou les employer isolément.

Deux points de détail sont importants à signaler, en ce qui concerne la construction des perceuses : 1° il faut qu'on puisse relever très rapidement l'outil, une fois le trou débouché; les perceuses récentes présentent d'ailleurs presque toutes un dispositif permettant de réaliser ce desideratum; 2° avec les grandes vitesses de pénétration auxquelles on arrive aujourd'hui, le temps employé à passer d'un trou à l'autre devient une fraction notable du temps total. L'expérience a prouvé que, pour réduire au minimum le temps en question, il fallait réduire autant que possible l'inertie du bras des perceuses radiales, que l'on déplace à la main. En outre, la rotation des bras doit être assurée dans des conditions telles que le mouvement ne soit pas trop dur (sans quoi le réglage définitif est très difficile à faire, le déplacement ne se faisant que par à-coups), et que cependant le bras, abandonné à lui-même, reste fixe à sa position. Ces conditions sont convenablement réalisées, sur une perceuse radiale de $1^{m},65$ de rayon, lorsque le déplacement exige à l'extrémité du bras un effort normal de 10^{kg} à 15^{kg}; on n'y peut arriver qu'en montant le bras sur une couronne de billes.

C'est ce qui a été fait en particulier sur les deux perceuses à moteur électrique, dont il a été parlé plus haut. Ces deux perceuses, en service à Cherbourg depuis un mois environ, donnent toute satisfaction; elles permettent de gagner environ un tiers du temps total sur les perceuses ordinaires de l'atelier, et cela *sans ruptures d'outils*, ce qui permettra peut-être encore d'augmenter dans l'avenir la valeur de la pénétration par minute.

Pour terminer, je rappellerai les conditions de perçage auxquelles on est parvenu aujourd'hui, à savoir une pénétration définie par la loi $D \times p = 600$ (courbe III), des conditions en usage jusqu'à ces dernières années : serrage constant de $0^{mm},1$ par tour, vitesse constante de 80 à 100 tours (courbe IV). On voit qu'il est facile de percer plus vite qu'on ne faisait, environ deux fois et demie pour les forets de 24^{mm}, et sept fois pour les forets de 8^{mm}.

M. de Chardonnet demande si l'on emploie avec succès les aciers au tungstène.

M. de Maupeou répond que ces aciers ne sont d'un usage satisfaisant que pour les outils de tours. Il signale que le moteur électrique Couffinhal convient spécialement pour les machines-outils en général, parce qu'il permet de faire varier le nombre de tours dans des limites très étendues, en modifiant la distance des masses polaires à l'induit.

Il ajoute que les forets hélicoïdaux demandent des avances plus faibles que les autres forets, car leur forme évidée ne leur permet pas de bien résister à l'effort du serrage. Ils ont, en revanche, l'avantage d'un affutage économique et parfaitement précis.

M. le Président adresse les remercîments de l'Assemblée à M. Laubeuf pour les renseignements, utiles à tous les constructeurs, qu'il a bien voulu réunir et communiquer, et à M. Maugas, pour l'intéressant commentaire par lequel il les a complétés.

La séance est levée à midi 10^{m}.

Séance de l'après-midi.

Présidence de M. Bertin.

La séance est ouverte à 2^{h}15^{m}.

M. l'Amiral Mallarmé donne lecture du mémoire de M. le Capitaine de vaisseau Houette.

Note sur l'importance du rôle de la vitesse des cuirassés pendant le combat;

par M. Houette,
Capitaine de vaisseau.

Après avoir exposé la complexité, les conditions contradictoires qui rendent si délicate l'étude d'un programme de la flotte ou d'un projet de navire, M. Houette se propose de réagir contre l'opinion, émise depuis quelques années, sur la faible importance de la vitesse du cuirassé pendant le combat. L'adoption de cet ordre d'idées conduirait à des navires plus lents; l'économie ainsi réalisée permettrait, à égalité de dépense, soit d'augmenter le nombre des navires, soit de leur donner une artillerie ou un blindage plus puissants.

Après avoir examiné les arguments émis à l'appui de cette thèse, l'auteur, laissant à dessein de côté la question stratégique, fait remarquer que les armes que le cuirassé emploie, et contre lesquelles il a à se défendre pendant le combat, sont l'éperon, la torpille et l'artillerie, et que leur utilisation ne peut se faire que dans des zones d'action très différentes. Il en résulte que le cuirassé le plus rapide, capable de se tenir à la distance convenable pour celle des trois armes qu'il juge à propos d'employer, ou d'éviter de la part de son adversaire, jouira du grand avantage de choisir le genre de combat.

M. Houette admet que, à certaines phases de l'action, les cuirassés auront avantage

à développer toute la vitesse dont ils sont susceptibles, et que la vitesse peut être considérée, elle aussi, comme un instrument de combat, permettant à celui qui la possède de choisir son arme.

M. Normand. — M. le Commandant Houette me fait le grand honneur de discuter une des idées que j'ai été des premiers à soutenir : l'inutilité pour les cuirassés de la grande vitesse pendant le combat. Je regrette vivement qu'il la condamne.

Quand, il y a quatre ans, j'ai émis l'opinion que la vitesse, sur les cuirassés, avait une faible importance, cette thèse pouvait être librement défendue. Aujourd'hui, l'adoption du nouveau programme de la flotte semble lui donner tort, et, si M. le Commandant Houette n'avait pas soulevé la question, je ne l'aurais pas attaquée de nouveau.

Il semble que le savant officier supérieur ait exposé non pas tant les avantages de la vitesse, que ceux de la supériorité de vitesse des cuirassés. Qu'on ne voie pas là une querelle de mots. Sans doute si l'on prouve que la supériorité de vitesse est très utile, il sera facile d'en conclure que nous ne devons pas en abandonner le bénéfice à l'adversaire; mais alors une autre question se pose : Pouvons-nous l'obtenir pour nous-mêmes, et atteindre plus que l'égalité ?

Les cuirassés étrangers que nous devons avoir en vue ont 15 000^{tx} à 16 000^{tx}, et 18 à 19 nœuds, avec une puissance offensive et défensive déterminée; est-il possible d'augmenter la vitesse sans diminuer la puissance?

Dans une thèse générale, on doit faire abstraction des différences accidentelles et individuelles. Ici il faut supposer équivalentes de part et d'autre, non seulement la valeur du commandement, mais encore la science des ingénieurs, la puissance de l'artillerie, la résistance des cuirasses, et vraiment à cette époque de publicité à outrance, l'hypothèse semble s'accorder avec la réalité des faits. Du reste, qu'un nouveau Dupuy de Lôme parvienne à donner à une flotte une supériorité momentanée, avant peu de temps la supériorité aura disparu. C'est ainsi que les choses se sont passées en 1860. De même, que les ingénieurs italiens réussissent, ce qui paraît douteux, à résoudre le problème comme ils l'espèrent, toutes les nations maritimes voudront les imiter et reprendront leur course vers ce but qui se dérobe indéfiniment : la supériorité de vitesse.

Jusqu'à preuve du contraire, il semble donc que tout ce qu'il est possible d'obtenir pour les cuirassés d'escadre, d'une puissance offensive et défensive déterminée, c'est l'égalité de vitesse, à condition d'atteindre un déplacement égal.

M. le Commandant Houette pense qu'une infériorité de vitesse, qu'il paraît

estimer à 1 nœud environ, suffit à entraîner une infériorité de puissance pendant le combat. Je m'incline devant son autorité; qu'on me permette toutefois de faire remarquer que, si, dans le duel naval, le choix des armes est incontestablement réservé à l'adversaire le plus vite, la similitude plus ou moins complète de l'armement et de la protection dans toutes les flottes donne lieu de croire que les épées différeront peu de longueur, et les pistolets de justesse; le bénéfice du choix des armes, qui est le seul réclamé, sera donc très limité. Le cuirassé moderne est uniformément apte à combattre sous toutes les allures; la distance favorable à l'artillerie est sensiblement la même pour tous, et, si l'escadre la plus rapide est libre de manœuvrer de manière à interdire à l'ennemi l'emploi de la torpille et de l'éperon, elle s'impose à elle-même une interdiction identique.

Dans le corps à corps, au contraire, nécessaire à l'emploi de ces deux dernières armes, l'avantage semble appartenir aux petits cuirassés, c'est-à-dire aux moins rapides, puisque les qualités giratoires, la mobilité varient en raison inverse des dimensions absolues.

Le désavantage possible résultant de l'infériorité de vitesse sera-t-il beaucoup plus grand, si, au lieu d'un nœud, elle atteint 4 ou 5 nœuds? C'est peu probable, car, dans les deux cas, le choix des armes, ainsi que la faculté d'imposer le combat ou de s'y dérober, appartiendront à l'adversaire; mais, dans le second seulement, on pourra tirer de cette infériorité tous les avantages qu'elle comporte. Quelques officiers admettent une légère infériorité de vitesse, alors qu'ils reculent devant une grande. N'est-ce pas une erreur? On voit ce que l'on perd; on ne voit pas bien ce que l'on gagne.

L'exemple de l'amiral Cervera ne me semble pas devoir être invoqué en faveur de la vitesse pendant le combat. Car celui de Santiago a été unilatéral. Du moment que l'escadre espagnole ne pouvait pas se battre parce que sa composition était mauvaise et qu'elle était inférieure en puissance offensive, peu importait qu'elle changeât de bouteille.

Tout autre eût été la valeur d'une escadre composée non de croiseurs, mais de cuirassés, n'eût-elle possédé qu'une vitesse de 10 nœuds, moins peut-être. Elle fût sortie, non pour fuir, mais pour combattre, passant sous ce fort Morro qui, bien que quasi préhistorique, a prouvé une fois de plus que, pour les marines qui ne sont pas maîtresses de la mer, des escadres très rapides sont inutiles pour garder les côtes, et qu'on ne saurait même imaginer de moyen de défense plus coûteux et moins sûr. Les principaux défauts d'une aussi faible vitesse eussent été l'impossibilité d'imposer le combat si l'escadre américaine se fût dérobée, ce qui est bien improbable, et celle de profiter complètement d'une victoire éventuelle pour anéantir l'adversaire.

La perte de l'*Huascar* me paraît démontrer uniquement qu'un cuirassé ne peut pas soutenir l'attaque de deux cuirassés beaucoup plus grands, et de construction et d'armement plus récents de huit ans. Remarquons en passant que voilà un bâtiment de dimension et de vitesse (2100^{tx} et 10 nœuds), que l'on qualifierait aujourd'hui de ridicules, qui a fait de grandes choses. Les progrès dans la cuirasse, l'artillerie et les moteurs se sont effectués si parallèlement depuis lors, que l'*Huascar* peut encore aujourd'hui fournir des enseignements précieux. N'appartiendrait-il pas aux partisans des cuirassés de dimension moyenne et de vitesse très modérée d'invoquer son exemple? Et cet exemple n'est-il pas de nature à rendre plus acceptables des déplacements de 6000^{tx} à 8000^{tx}, et des vitesses de 12 à 13 nœuds?

La bataille de Yalu peut-elle être invoquée à l'appui de la vitesse? Cela a été dit, et aussi souvent contredit. Dans son remarquable mémoire de 1895 (1), M. l'Ingénieur en chef Ferrand affirmait, ici même, que la vitesse de la division volante japonaise n'avait pas dépassé 12 nœuds, et que la division principale avait manœuvré à 7 nœuds.

Mais, quelle que soit la valeur réelle de la vitesse des cuirassés d'escadre pendant le combat, comme elle entraîne, à puissance offensive et défensive égale, des déplacements excessifs, peut-elle compenser pour nous les deux grands inconvénients suivants, pour ne citer que ceux-ci :

1° *Réduction énorme du nombre des unités de combat;*

2° *Impossibilité de fournir aux escadres des bases d'opération à l'est de Cherbourg, en Manche et sur la mer du Nord?*

Voilà ce qu'il importait de rechercher.

Relativement au premier, M. le Commandant Houette a bien soin d'établir, il est vrai, qu'il laisse de côté la question budgétaire. Qu'il me permette de lui faire observer que la solution exacte de tout problème, et de celui d'un programme naval, en particulier, exige qu'il soit tenu compte de toutes les équations qui le déterminent. L'équation du coût total de la flotte est trop importante pour être négligée.

Sur ce qui touche l'importance des bases d'opération de la flotte, il suffira de constater que l'Angleterre, non contente des nombreux et magnifiques ports militaires qu'elle possède sur ses côtes sud, vient d'en fonder un nouveau. Nous, nous possédons Cherbourg.

En terminant ces observations trop étendues, je tiens à donner à M. le Commandant Houette l'assurance, qu'en accusant certains partisans de la vitesse à tout prix d'être incapables de calculer l'énorme dépense qu'elle

(1) Voir *Bulletin de l'Association Maritime*, n° 6 (1895), p. 75.

entraîne, je n'avais nullement en vue des officiers de notre Marine, mais des écrivains généralement anonymes, qui dénigrent, au contraire, tout ce qui touche à cette Marine.

Ce sont les marins qui auront à soutenir l'honneur du pavillon, c'est à eux qu'il appartient de fixer les conditions que doivent remplir les navires de combat.

Ceux que leur profession et leurs études n'ont pas familiarisés avec la tactique et la stratégie navales, ne peuvent que leur savoir un gré infini d'être admis à discuter ces hautes questions. Ils ont certes de grandes chances de se tromper, mais parfois aussi ils sont susceptibles d'y voir clair.

Me permettra-t-on de constater que, sur ce point du moins, je ne me suis probablement pas trompé : l'inutilité de la guerre de course? Les changements de pavillon semblent devoir se produire avec une telle facilité, qu'une flotte de croiseurs pourrait ne plus trouver d'adversaires devant elle au début des hostilités.

M. l'Amiral Mallarmé. — La question qui est posée dans le mémoire du Commandant Houette est des plus limitées. Il ne s'agit pas de rechercher s'il convient de donner une grande vitesse aux cuirassés, mais simplement si, *pour le combat,* il importe que les cuirassés se servent de toute la vitesse qu'on leur a donnée. Évidemment, on ne peut qu'être d'accord avec le Commandant Houette sur ce point que, la vitesse étant une arme comme l'est le canon, la torpille, l'éperon, on *doit* s'en servir. Seulement, il s'agit de savoir jusqu'à quel point on s'en servira pour les bâtiments de ligne; en un mot, y a-t-il des cas où il est avantageux, dans les combats d'escadre, d'aller au combat avec *toute sa vitesse?* Tout d'abord, il convient de faire observer que ces mots : *toute la vitesse* ne peuvent s'entendre de la vitesse d'essai; car cette vitesse d'essai, on ne la retrouvera pour ainsi dire jamais en service courant; et je pense qu'on doit s'estimer heureux, si l'on peut *matériellement, pratiquement,* faire donner 17,5 nœuds, voire même 17 nœuds, à des cuirassés qu'on nous a donnés pour 18 nœuds. Mais ces 17,5 nœuds, qu'il est possible de fournir, sera-t-il sage de les donner, à un moment donné, comme vitesse de combat à une escadre? Sur ce point je ne suis pas d'accord avec le Commandant Houette; car ce qui est possible pour des bâtiments isolés ne l'est plus pour des bâtiments de ligne manœuvrant en escadre; il est *de toute nécessité* que, soit pour le combat, soit dans les évolutions du temps de paix, les cuirassés aient *une réserve de vitesse* qui leur permette de se maintenir à leur poste. Aussi, si, pratiquement, des cuirassés isolés peuvent donner un maximum de vitesse de 17,5 nœuds, il serait inadmis-

sible qu'on pût signaler cette vitesse de 17,5 nœuds comme vitesse de route; dès qu'un navire ne serait plus, pour une raison ou une autre, à son poste, il ne pourrait plus le rattraper; des évolutions, dans lesquelles certains bâtiments auraient à augmenter de vitesse, ne pourraient plus se faire, et au bout d'un certain temps la ligne des cuirassés ne présenterait plus cet ordre *compact* et *serré* qui, à mon avis, est absolument indispensable pour le succès. Dans les manœuvres ordinaires du temps de paix, la plus petite marge est de 2 nœuds, c'est-à-dire que l'écart entre la vitesse de route et la vitesse maximum permise est de 2 nœuds. Donc, en temps de combat, quand les feux de toutes les chaudières seront allumés, et qu'on pourra compter sur une vitesse maximum de 17,5 nœuds, cette vitesse maximum entraînera une vitesse de route qu'il serait imprudent de signaler supérieure à 15,5 nœuds.

Il y a également à tenir compte de ce fait, que l'on ne peut donner sa vitesse maxima qu'en s'entourant d'un panache de fumée, qui, étant donnée la qualité de nos charbons français, pourrait être très dangereuse à un moment donné pour les manœuvres en ligne, si l'on voulait les soutenir pendant quelque temps.

Si l'on voulait pouvoir donner une vitesse de combat de 18 nœuds, il faudrait avoir des cuirassés de 20,5 nœuds. J'estime que, quand même on pourrait arriver à cette vitesse sans trop diminuer les qualités offensives et défensives, on n'aurait aucun intérêt à l'utiliser, car, à mon avis, une vitesse supérieure à 16 nœuds n'est pas désirable pendant le combat pour les bâtiments de ligne; les difficultés de manœuvre, d'évolution, la bande dans les girations, les chances d'accidents augmentent dans des proportions considérables avec la vitesse, et c'est pour cela que je crois que les cuirassés actuels sont arrivés à leur *limite de vitesse*. Chez toutes les nations maritimes, ces vitesses oscillent entre 18 et 19 nœuds; seuls les Italiens sont allés au delà; mais leurs cuirassés sont plutôt des croiseurs cuirassés que de vrais cuirassés de ligne.

En résumé, ce n'est que pour des opérations *stratégiques* que la vitesse *maxima* pourra, et même devra être donnée aux escadres comme vitesse de route. A ce moment, en effet, on n'est pas en présence de l'ennemi, et une grande rectitude dans la position des bâtiments, les uns par rapport aux autres, n'est plus nécessaire, tandis qu'il en est autrement en temps de combat; il importe alors de *tenir mathématiquement* son poste. Dans le premier cas, il ne s'agit que d'une chose : se rendre le plus vite possible à un point donné, et le chef devra régler sa vitesse uniquement de façon qu'il n'y ait pas de retardataire.

Est-ce à dire que pendant le combat un bâtiment isolé ne pourra pas déployer, à un moment donné, sa vitesse maxima? Certainement oui : si, par exemple, spontanément ou par ordre de son chef, il doit s'écarter du champ de bataille, il ne pourra le faire qu'en donnant la plus grande vitesse possible, de manière à se soustraire au plus vite au feu de l'ennemi. Mais ceci n'est qu'un cas isolé.

En supposant qu'on se soit mis d'accord au sujet de la vitesse *maxima* qu'il est possible de donner à nos cuirassés pour les combats d'escadre, il est hors de doute que le Commandant Houette a raison de dire qu'il faudra employer cette vitesse au moment où l'on voudra engager le combat par l'artillerie, de façon à être maître de choisir la distance la plus avantageuse pour l'efficacité du tir des pièces; et ce sera toujours possible dans notre marine, attendu que la vitesse *pratique* de nos cuirassés est plutôt supérieure qu'inférieure à celle des cuirassés des autres nations; mais le Commandant Houette a également parlé de la nécessité de la vitesse, dans les combats où l'on voudrait se servir de l'éperon et de la torpille. Ce à quoi M. Normand a très justement répondu en faisant observer que l'éperon et les torpilles ne seront jamais que l'arme du plus faible. C'est également mon avis, et j'estime qu'il ne convient de considérer ces deux armes que comme des armes *occasionnelles*.

On ne peut baser sur elles aucune conception tactique raisonnable; mais il est évident qu'on peut les employer comme armes *de désespoir*, et que, quand on se voit trop notablement inférieur à son adversaire, on peut, plutôt que d'amener son pavillon ou de se laisser bénévolement détruire, chercher une chance de succès *en fonçant* sur lui à toute vitesse, pour tenter de mettre le désordre dans sa ligne, et avoir peut-être des succès isolés. Telle est la tactique que Tegethoff a employée à Lissa, quand il s'est précipité tête baissée sur l'escadre italienne, avec ses trois rangées successives de navires, disposées chacune en forme de coin; mais l'escadre italienne était déjà en désordre avant le combat; ce qui fait qu'il n'a pas été difficile d'augmenter son désarroi; et pourtant, en réalité, s'il y a eu quelque frôlement, il n'y a pas eu un seul combat à l'éperon, dans la véritable acception du mot; car il ne faut pas comprendre sous ce nom la catastrophe du *Re d'Italia* : elle n'a pu se produire que parce que le bâtiment était désemparé, et n'était plus maître de sa manœuvre; le *Ferdinand-Max* a donc pu à son aise l'aborder par le travers.

Si Tegethoff avait eu affaire à un ennemi plus redoutable, ses bâtiments auraient été criblés par le feu de cet ennemi bien longtemps avant de pouvoir le joindre, et il ne faut donc pas citer sa manœuvre comme un exemple

de tactique à suivre. De nos jours, avec l'artillerie à tir rapide et les projectiles explosifs, elle serait encore moins à recommander; c'est pour cela que, malgré tout ce que l'on pourrait dire, je ne puis attacher une valeur tant soit peu sérieuse au combat d'escadre par l'éperon, ou même par la torpille, la torpille n'étant, en quelque sorte, que le prolongement de l'éperon.

M. de Maupeou fait remarquer que les navires à grande vitesse, par suite de la finesse de leur avant, sont exposés à se faire de graves avaries en donnant un coup d'éperon.

M. Ferrand ajoute que la question en suspens est toujours celle du compromis à établir entre les diverses qualités dont on veut doter simultanément le navire. A égalité d'artillerie, est-il préférable d'avoir la supériorité de vitesse ou la supériorité de puissance défensive? Peut-être le bénéfice de la supériorité de vitesse est-il le plus aléatoire, car la protection de la cuirasse reste toujours la même, tandis qu'il suffit d'une émotion, d'une maladresse ou d'un accident purement fortuit, pour faire perdre au plus rapide tout l'avantage de sa supériorité.

M. le Président fait observer que, dans cette discussion, chacun a de bonnes raisons à donner à l'appui de son opinion : le Commandant Houette réclame en faveur de la supériorité de vitesse; certainement, un demi-nœud, un quart de nœud de plus assurent un grand avantage. Mais, en revanche, la supériorité d'artillerie, ne fût-elle que d'un canon, n'est pas à dédaigner.

M. de Maupeou n'est pas convaincu qu'une supériorité, même d'un nœud, vaille un canon. Il est, d'ailleurs, difficile de mettre en balance deux avantages qui n'ont pas de commune mesure.

M. Daymard exprime l'avis qu'il est sage, en ce qui concerne la vitesse, de ne pas trop s'éloigner de ce que font nos adversaires possibles. Une vitesse de 17 à 18 nœuds lui semble nécessaire, car, pour combattre à 16 nœuds, il faut pouvoir donner aux essais une vitesse bien supérieure.

M. le Président dit combien il est heureux qu'un mémoire d'une valeur aussi grande ait été envoyé pour cette session. Ce mémoire, aussi bien que les intéressantes discussions qu'il a soulevées, sont de nouveaux éléments pour la solution d'une question difficile, qui divisera toujours les esprits les plus éclairés. Il est heureux de voir des officiers aussi distingués nous apporter le fruit de leur expérience et de leurs recherches, et regrette seulement que les nécessités de son commandement n'aient pas permis à M. le Commandant Houette de venir lui-même défendre ses idées.

M. Normand donne lecture de son mémoire.

Sur la solidité des navires très rapides;

par M. J.-A. Normand.

L'auteur fait observer que le calcul des charges maxima supportées par la charpente d'un navire est loin de donner une idée exacte de sa fatigue, si l'on se borne à envisager les efforts statiques.

Parmi les causes de fatigue souvent négligées, il signale :

L'instantanéité plus ou moins grande de l'effort;

Les vibrations dues à l'inertie des pièces mobiles, et aux trépidations des hélices;

Le partage inégal des charges entre les diverses parties qui devraient théoriquement supporter des efforts identiques.

M. Normand fait remarquer que l'emploi de nouveaux matériaux plus résistants accroît la résistance des coques aux efforts dynamiques proportionnellement au carré du rapport des résistances spécifiques des matériaux, à la condition toutefois que la résistance du rivetage soit accrue dans la même proportion, par l'emploi, pour les rivets, d'un métal à grande résistance, conservant sa malléabilité à la trempe et au recuit. A défaut de ce *desideratum,* un accroissement du rivetage, bien au delà de ce que nécessitent les efforts statiques, est indispensable, si l'on veut éviter que les assemblages ne se disloquent sous l'effet des trépidations.

M. le Président ajoute que cet intéressant mémoire soulève des questions bien variées, dont beaucoup d'ingénieurs se préoccupent. De nombreux essais sont faits dans les arsenaux, en vue de l'emploi des aciers à grande résistance.

M. Normand insiste sur ce point que les coques ne doivent pas être traitées comme les chaudières, au point de vue du rivetage. Dans celles-ci, il n'y a à résister qu'à une pression, dont les variations sont graduelles. Dans les coques, les vibrations et les chocs prennent une telle importance, qu'il faut se prémunir contre le matage des rivets, en leur donnant une grande surface de portage.

M. de Maupeou dit que les rivets travaillent de deux manières très différentes. Pour qu'ils travaillent efficacement au cisaillement, il faut qu'ils remplissent très exactement les trous des tôles; mais cette perfection de travail ne se rencontre presque jamais, quand ils ne sont pas rivés hydrauliquement. Sous le marteau la tête du rivet se forme, mais le refoulement de la matière ne se fait jamais sentir assez profondément, pour qu'il ne reste pas de vide autour du fût du rivet. Quand on coupe une rivure suivant l'axe du rivet, les bavures faites par l'outil remplissent le vide, qui n'en existe pas moins, et

l'on croit avoir affaire à un rivet très bien refoulé, quand il n'en est rien en réalité.

Bien souvent, les assemblages ne travaillent que par le frottement développé entre les tôles par la pression du rivet, et elles peuvent, au début, se déplacer l'une par rapport à l'autre. Le fait est tellement général, que les ponts roulants sont rivés de manière à présenter du contre-arc. Ces précautions ne suffisent pas, quand il y a à prévoir des changements fréquents dans le sens des efforts. Dans ce cas, le rivet hydraulique peut seul donner toute sécurité.

M. Normand ajoute que le fait du glissement des tôles se constate facilement sur les navires que l'on a allongés par le milieu. Quel que soit le soin mis à l'exécution, au premier voyage, la partie centrale joue, tandis que les parties extrêmes, dont les tôles, déjà rouillées, frottent énergiquement les unes sur les autres, ne travaillent pas.

M. le Président remercie M. Normand de sa très intéressante communication, et dit que, quelle que soit l'opinion que l'on puisse avoir sur la question de la vitesse, personne ne contestera que, quand on veut des navires très rapides, c'est à M. Normand qu'il faut les demander.

M. Castelnau donne lecture de son mémoire.

Expériences relatives au mouvement des arbres des machines marines;

par M. Castelnau,
Ingénieur principal de la Marine.

M. Castelnau rend compte d'expériences faites par lui en 1896 à bord de l'*Amiral-Tréhouart,* en vue de s'assurer de la régularité du mouvement de rotation des machines.

La mesure du temps a été faite au moyen d'un diapason entretenu électriquement, battant le centième de seconde, marquant les temps sur un tambour placé en dehors de la chambre des machines, sur lequel s'inscrivaient également des points correspondant à douze positions équidistantes de l'arbre.

Il a été constaté que la variation de la vitesse angulaire pendant un douzième de tour atteignait le dixième de la vitesse angulaire pendant un tour, ce qui donne lieu de croire que l'écart des vitesses angulaires instantanées est beaucoup plus grand.

Après avoir discuté ces résultats, et l'importance des erreurs d'observation possibles, l'auteur donne des indications sur les dispositions les meilleures à adopter à l'avenir pour des recherches de ce genre.

M. le Président, après avoir remercié M. Castelnau de son intéressante communication, propose que les questions qu'elle pourrait motiver soient différées jusqu'après la lecture du mémoire de M. Lelong.

M. Lelong donne lecture de son mémoire.

Étude sur l'irrégularité du mouvement de rotation des machines marines;

par M. Lelong,
Ingénieur principal de la Marine.

L'objet de ce mémoire est l'étude des variations que subit pendant un tour la vitesse angulaire de rotation d'une machine marine actionnant une hélice.

L'auteur cherche d'abord à établir une formule générale, permettant de déterminer les valeurs successives de la vitesse angulaire d'après les constantes de la machine et la courbe des moments moteurs. Dans ce but, il examine les différents éléments qui doivent entrer en ligne de compte, ainsi que les simplifications qu'il est possible d'y apporter.

Ces éléments sont la courbe des moments moteurs, en tenant compte des forces d'inertie, le moment résistant dû à l'hélice, l'inertie des masses tournantes et la torsion de l'arbre. La courbe des moments moteurs se détermine par les procédés connus. En ce qui concerne l'influence de l'accélération tangentielle, l'auteur démontre qu'on peut, avec une assez grande approximation, l'assimiler à celle d'un volant. Le moment résistant de l'hélice peut être considéré comme une fonction linéaire de la vitesse de rotation.

Ces données admises, on peut écrire les équations du mouvement, qui sont faciles à résoudre, en développant la courbe des moments moteurs en série de Fourier. On en déduit la loi de variation de la vitesse sous forme d'une série de Fourier.

Pour les applications courantes, il suffit de connaître les écarts maxima de la vitesse. On déduit des formules précédentes une limite supérieure de ces écarts, sous la forme d'une expression relativement simple, qui renferme en particulier le diamètre de l'arbre, et peut servir à déterminer ce diamètre, si l'on s'impose la valeur maxima des écarts.

L'auteur examine ensuite sommairement quelques-uns des principaux effets du mouvement de rotation, au point de vue de la fatigue supportée par les organes de la machine, du rendement et des vibrations de la coque. Tous les résultats ainsi obtenus s'appliquent aux machines conduisant non seulement une hélice, mais une turbo-machine quelconque, et, en particulier, aux machines de servitude conduisant des pompes à air et une pompe de circulation.

L'auteur termine en insistant sur l'intérêt qu'il y aurait à entreprendre de nouvelles mesures directes de la vitesse de rotation sur les machines modernes, afin d'élucider complètement cette question, dont l'importance pratique est indiscutable.

M. le Président, après avoir remercié M. Lelong de son intéressante communication, dit que les vibrations et les forces d'inertie sont une des grosses préoccupations des constructeurs de machines, et que les mémoires de MM. Castelnau et Lelong sont une utile contribution à un ordre de recherches dans lequel il y a encore beaucoup à faire.

Le Secrétaire général donne lecture du mémoire de M. Laubeuf.

Le chauffage des chaudières au naphte en Russie;

par M. LAUBEUF,
Ingénieur en chef de la Marine.

L'auteur passe d'abord en revue les propriétés du mazout, ou astaki (résidu de la distillation du naphte brut) : densité, point d'inflammation, puissance calorifique, eau contenue. Il indique ensuite le mode d'emmagasinage à terre, et passe à la description des principaux types de pulvérisateurs employés : pulvérisateurs à vapeur, plats ou annulaires, pulvérisateurs mécaniques.

M. Laubeuf décrit ensuite diverses installallations :

1° Foyers de locomotives chauffant au mazout (disposition du briquetage, arrivées d'air, conduite de la chauffe, installation du tender): Il donne l'instruction pour la conduite des locomotives chauffées au mazout de la ligne Moscou-Kazan.

2° Installation de foyers de générateurs de différentes usines; les dessins se rapportent à divers types de chaudières (Lancaster-Galloway, à bouilleurs, multitubulaires de Naeyer, tubulaires à flamme directe).

3° Foyers de chaudières des bateaux à vapeur de la Volga, de la mer Caspienne et de la mer Noire (chaudières tubulaires cylindriques, à retour de flamme).

Enfin l'auteur compare les avantages et les inconvénients de la chauffe au mazout: il conclut à son adoption pour les bâtiments de commerce, partout où le mazout est à bon marché. Cette adoption doit être limitée à des cas tout à fait spéciaux pour la marine de guerre.

M. DAYMARD rappelle qu'à la dernière session de l'*Institution of Naval Architects* il a été lu une communication très optimiste sur le chauffage au pétrole, et qu'un officier-mécanicien a pris la parole pour faire beaucoup de réserves relatives à l'emploi du pétrole, même pour le chauffage mixte.

M. le PRÉSIDENT regrette néanmoins que la France ne soit pas riche en gisements de pétrole; il signale les progrès que fait l'extraction du pétrole en Extrême-Orient, en Birmanie et dans de nouvelles parties des États-Unis, au Texas par exemple. Il remercie M. Laubeuf des intéressants et utiles renseignements qu'il a réunis et fournis à l'Association.

La séance est levée à 5h.

SÉANCES DU 7 MAI.

Séance du matin.

PRÉSIDENCE DE M. DAYMARD, PUIS DE M. BERTIN.

La séance est ouverte à $9^h 45^m$.

L'admission, comme membre adhérent, de M. Barguillet, Mécanicien Inspecteur général de la Marine, est approuvée.

M. DE MAUPEOU donne lecture de son Mémoire.

Action composée des forces sur les solides invariables, élastiques, déformables;

Par M. DE MAUPEOU,
Directeur du Génie maritime.

L'étude de l'action des forces sur les solides invariables est classique, elle fait l'objet de la mécanique rationnelle. La résistance des matériaux étudie les déformations élastiques, et aussi les limites de l'élasticité, pour ne pas les dépasser. Les déformations permanentes ont été l'objet d'études séparées, notamment pour les crushers en cuivre, que l'artillerie emploie comme dynamomètres pour mesurer les pressions élevées. Enfin les épreuves de rupture sont courantes pour essayer les matériaux, mais on se préoccupe généralement plus d'avoir des résultats comparables que des données sur les constantes physiques de la matière.

M. de Maupeou a entrepris de relier tous les phénomènes tant statiques que dynamiques qu'on observe, suivant que les forces ne font pas subir à la matière de déformation sensible, ou qu'elles produisent des déformations élastiques ou permanentes séparées par la limite élastique, et qui se terminent soit par la rupture, soit par une sorte d'écoulement, lorsque les forces agissent par compression, et que la matière est très malléable.

C'est un sujet très vaste, et que nos connaissances ne permettent pas de traiter complètement. L'auteur résume les faits connus, les relie les uns aux autres et en tire des conséquences; il résout un certain nombre de questions nouvelles, et en pose d'autres aux théoriciens et aux expérimentateurs. Il indique notamment le mécanisme de la mise en mouvement et de l'arrêt d'un corps élastique par une force extérieure, suivant que celle-ci est comprise dans les limites élastiques ou qu'elle les dépasse; il précise le rôle que joue dans les deux cas la vitesse de propagation (vélocité) des pressions et des déformations. Dans le premier cas, cette vélocité n'est autre que la vitesse de propagation du son; dans le second cas, elle n'a pas encore été bien étudiée. M. de Maupeou donne éga-

lement, d'après les expériences qu'il a faites, la loi de résistance à la pénétration d'un solide dans un autre, loi qui est très différente de celle de la résistance au mouvement d'un solide à la surface d'un liquide.

Au cours de cette étude, l'auteur indique les constantes de la matière qui sont connues, et celles qu'il y aurait lieu de déterminer pour soumettre au calcul les divers phénomènes. Le module d'élasticité et le coefficient de Poisson suffisent pour la période élastique. Les limites de l'élasticité ne définissent qu'un état actuel de la matière, et ne sont pas, en réalité, une des données fondamentales. Il n'en est pas de même de la cohésion normale et de la cohésion tangentielle. La vélocité des déformations permanentes demande également à être déterminée avec précision.

Enfin ce travail a conduit M. de Maupeou à étudier les réactions intermoléculaires de la matière, et les hypothèses qui ont été faites sur sa constitution. Il considère que l'hypothèse des points matériels doués de masses et de forces attractives et répulsives est tout à fait insuffisante, comme celle du solide invariable d'où elle dérive. Il pense que ce sont les faits eux-mêmes qui doivent indiquer la véritable hypothèse; aussi, les déformations élastiques des solides étant les mêmes dans toutes leurs parties, on est conduit à admettre que les molécules dont ils se composent obéissent à la même loi. Les faibles variations de volume des solides, sous l'action des forces extérieures, donnent lieu de croire que les molécules ont des points de contact dont l'étendue varie avec l'intensité des forces attractives, renforcées ou contrariées par les forces extérieures. Quant aux forces répulsives, ce sont de simples réactions, qui se développent aux points de contact, et, tant que l'équilibre subsiste, ces réactions sont égales aux forces attractives.

M. le Président adresse à M. de Maupeou toutes les félicitations de l'Assemblée pour l'important travail qu'il vient de lui exposer, et qui touche autant à la haute philosophie qu'à la mécanique. L'auteur est successivement passé des infiniment petits aux infiniment grands, de la molécule, qui est une réduction infinitésimale du système solaire, des molécules des gaz, qui sont des projectiles minuscules, aux effets de destruction causés par les énormes projectiles de l'artillerie actuelle. Espérons, comme il le désire, que de savants analystes compléteront ses recherches, et qu'il se trouvera un nouveau Newton pour dégager les lois générales qui régissent ce microcosme.

M. Rateau donne lecture de son mémoire.

Note sur l'application des turbines à vapeur à la propulsion des navires;

par M. Rateau,
Ingénieur des Mines.

L'auteur compare les avantages et les inconvénients respectifs des turbines à vapeur et des machines à pistons.

Après avoir rappelé les expériences faites en Angleterre avec le système Parsons, il indique qu'il a projeté lui-même depuis plus de 10 ans un torpilleur à turbine devant filer 30 nœuds. Il donne une description sommaire du système de turbine multicellu-

laire, qu'il a étudié en collaboration avec la maison Sautter-Harlé, et qui va être appliqué à deux torpilleurs français. Il s'est proposé principalement :

1° D'obtenir un rendement mécanique élevé, avec une vitesse angulaire aussi faible que possible;

2° De ménager beaucoup de jeu entre les parties mobiles et les parties fixes, afin que les usures des coussinets ou les flexions de l'arbre ne puissent occasionner des frottements destructeurs;

3° D'arriver à une grande légèreté de l'ensemble, et plus spécialement des pièces rotatives, de manière à réduire ce qu'on appelle l'*effet giroscopique*.

Le poids de ces turbines serait d'environ 3^{kg} par cheval effectif; il est susceptible de de s'abaisser à $1^{kg},5$, peut-être même à 1^{kg} par cheval effectif. Le rendement net de ce système de turbine atteindrait environ 65 pour 100, et même 70 pour 100 pour des turbines de grande puissance. Avec 65 pour 100 seulement, la consommation de vapeur, à la charge normale, tomberait à environ 6^{kg} par cheval et par heure.

L'auteur discute les différentes questions qui se rapportent à l'application des turbines, et notamment : l'accouplement avec les hélices, le poids et l'encombrement, la conduite facile, les chances de rupture, les vibrations, la dépense d'huile, le prix d'établissement, etc., enfin l'effet giroscopique, la marche arrière, l'arrêt et la marche à petite vitesse.

En ce qui concerne l'accouplement avec les hélices, il faut, en pratique, réduire la vitesse de la turbine au-dessous du chiffre qui conviendrait le mieux à la réalisation du maximum de rendement, et, par contre, augmenter la vitesse de rotation des hélices. Par ces concessions mutuelles, en calculant des hélices avec de forts reculs, pouvant atteindre jusqu'à 40 pour 100, le rendement de l'ensemble ne paraît pas devoir être inférieur, à la vitesse maxima, à celui qu'on obtient avec les machines à pistons. Mais, à vitesse réduite, la consommation par cheval de la turbine à vapeur augmente rapidement, tandis que celle des machines à pistons décroît tout d'abord.

Pour la marche à petite vitesse, ainsi que pour la marche arrière, M. Rateau propose d'adjoindre aux turbines une machine à piston de petite puissance (environ 15 pour 100 de la puissance totale) qui actionnerait constamment une hélice spéciale.

Sa conclusion est que les turbines à vapeur sont parfaitement aptes à rendre de bons services dans la propulsion des navires à grande vitesse, si l'on veut bien, en raison de leurs brillantes qualités, passer sur leurs défauts.

Ce serait à partir de la vitesse de 20 nœuds environ que la turbine deviendrait vraiment avantageuse, et vers 30 nœuds qu'elle donnerait le mieux la mesure de son efficacité.

M. le Président remercie M. Rateau de son intéressante communication, qui traite un sujet tout d'actualité.

La séance est levée à midi.

Séance de l'après-midi.

PREMIÈRE PARTIE (Hôtel de la Société des Ingénieurs civils).

PRÉSIDENCE DE M. BERTIN.

La séance est ouverte à $2^h 15^m$.

Le SECRÉTAIRE GÉNÉRAL donne lecture du mémoire de M. Doyère.

Surface efficace, surface nuisible et coefficients d'efficacité d'une hélice;

par M. DOYÈRE,
Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'arsenal de Fou-Tcheou.

Continuant des études qui ont déjà fait l'objet de deux communications dans le *Bulletin de l'Association* (1), M. Doyère établit que le rendement de l'hélice appliquée au navire est de la forme

$$r = \frac{1}{\sqrt{\frac{\xi_1(v)}{\varepsilon} + \frac{\xi_2(v)}{\mu}}},$$

dans laquelle ξ_1 et ξ_2 sont des fonctions inconnues de la vitesse, ε et μ les rapports de la surface efficace de l'hélice ($\int \sin^3\alpha\, ds$) (2) à la section du maître couple du navire, et à la surface transversale ou surface nuisible de l'hélice, appelés par lui *coefficient d'efficacité relative*, et *coefficient d'efficacité propre*.

Le coefficient μ variant entre des limites peu étendues, 0,50 à 0,70, et le coefficient ε pouvant varier du simple au double, c'est l'action de ce dernier qui est prépondérante (à une même vitesse), et c'est la bonne adaptation de l'hélice au navire que l'on doit principalement envisager.

L'auteur calcule analytiquement un barême, donnant pour l'hélice à fraction de pas constante et à pas constant le coefficient d'efficacité propre.

M. Doyère fait ensuite remarquer que l'étude rationnelle d'une hélice nécessite qu'on ne se fixe pas à l'avance le nombre de tours de la machine, et qu'il faut balancer entre eux les avantages d'allégement que donne la grande vitesse de rotation pour la machine, d'une part, et ceux que fournit une vitesse de rotation moindre, permettant, l'utilisation de l'hélice étant meilleure, de réduire le poids des chaudières et celui du combustible, les distances franchissables étant déterminées.

---

(1) Voir *Bulletin* n° 11, 1900, p. 261 ; *Bulletin* n° 12, 1901, p. 59.
(2) Voir *Bulletin* n° 12, 1901, p. 60.

Un tableau donne les valeurs des deux coefficients d'efficacité, calculés pour un grand nombre d'hélices modernes.

Enfin, dans une note additionnelle, l'auteur applique sa méthode de discussion aux hélices du *Dunois* et du *Lahire* (1).

M. de Maupeou fait remarquer qu'il ne suffit pas de faire l'hélice qui convient au navire, mais qu'il faut encore tenir compte des conditions dans lesquelles il navigue. Par mauvais temps, l'effet des lames est d'augmenter la surface du maître couple, et, par conséquent, d'accroître la résistance à la propulsion. L'hélice la plus convenable par mer plate ne sera donc pas la plus avantageuse par mer agitée. Or, en France, on a une tendance fâcheuse à adopter surtout des hélices de beau temps, qui deviennent médiocres quand la mer est houleuse.

Quand M. l'Ingénieur Macquin était attaché au Havre à la Compagnie Générale Transatlantique, il fit modifier les hélices de la plupart des paquebots de cette compagnie; il augmenta la fraction de pas, ce qui causa une légère perte sur la vitesse des belles traversées de l'été, bien largement compensée par le gain sur la vitesse dans les mauvais temps de l'hiver. Il convient donc de faire un sacrifice sur la vitesse aux essais des navires de guerre, et surtout des croiseurs, pour conserver plus de vitesse par mer agitée, car c'est surtout par mauvais temps qu'un croiseur pourra surprendre les paquebots ennemis, et faire de bonnes prises.

M. Normand fait observer que, en outre de l'augmentation de résistance causée par la houle, il y a celle qui provient de la salissure de la carène. La chute de la courbe des utilisations a lieu à une vitesse moindre, après quelque temps de service, qu'au moment des essais de recette.

La substitution des navires à hélice aux navires à roues a été retardée par ce fait, qu'on accusait l'hélice d'avoir son rendement plus influencé par le mauvais temps que celui des roues.

M. de Maupeou cite parmi les hélices les plus défectueuses par mauvais temps celles du système Mangin, par suite de la faible distance qui sépare les couples d'ailes. Il ajoute que, par une mer phosphorescente, placé sur le couronnement d'un navire, on suit facilement le sillon lumineux tracé dans l'eau par les extrémités des ailes, et au fur et à mesure que le temps devient plus mauvais, on voit cette trace hélicoïdale se raccourcir, par suite de l'augmentation du recul.

M. le Président adresse tous les remercîments de l'Assemblée à M. Doyère,

---

(1) Voir *Bulletin* n° 12, 1901, p. 93.

à qui son long séjour en Chine ne fait pas oublier l'Association, à laquelle il a fait parvenir de nombreux et intéressants mémoires.

Le Secrétaire général donne lecture du mémoire de M. Afanassief.

Formules pratiques sur la giration du navire

(Extrait des travaux de M. B. Afonassief, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques, membre honoraire du Comité technique de la Marine militaire russe);

par M. N. Afanassief,
Ingénieur de la Marine militaire russe.

Continuant des études dont les résumés ont déjà figuré dans le *Bulletin de l'Association technique maritime* (1), l'auteur examine la question des girations du navire. Partant de la formule précédemment établie par lui

$$\frac{v}{v_0} = \left(\frac{N}{N_0}\right)^{0,9},$$

qui lie la vitesse et le nombre de tours, et de la formule

$$\frac{D}{D_0} = \left(\frac{N}{N_0}\right)^{0,3},$$

qui lie le diamètre des courbes de giration au nombre de tours pour un même angle de barre; admettant enfin que les diamètres des cercles de giration sont inversement proportionnels aux angles de barre, il établit un barême qui, connaissant le diamètre de giration à la vitesse et à l'angle de barre maximum, permet d'en déduire les diamètres correspondant à des conditions différentes.

Pour la durée de la giration, la formule

$$\frac{T_0}{t_0} = \left(\frac{\varphi_0}{\varphi}\right)^{0,3}$$

permet également de calculer la durée correspondant à une vitesse ou à un nombre de tours, et à un angle de barre déterminé.

Toute cette étude suppose que, pour chaque navire, on ait relevé aux essais le diamètre et le temps d'une giration, correspondant à la vitesse et à l'angle de barre maxima.

Le Président adresse à M. Afanassief les remercîments de l'Assemblée pour cette communication, qui continue celle qu'il a faite en 1900.

La séance est suspendue à partir de $3^h 15^m$.

---

(1) Voir *Bulletin* n° 8, 1897, p. 183; *Bulletin* n° 11, 1900, p. 57.

SECONDE PARTIE (Ministère de la Marine).

PRÉSIDENCE DE M. NORMAND.

L'Association s'est réunie à $4^h 30^m$ au Ministère de la Marine, où devait être expérimenté le *navipendule,* appareil inventé par M. l'Ingénieur Russo, mis à la disposition de l'Association par M. le Ministre de la Marine Royale Italienne, et dont M. de Lanessan, Ministre de la Marine, avait bien voulu autoriser l'installation dans un local du Ministère.

M. Russo donne lecture de son mémoire.

Le roulis des navires sur houle déterminé expérimentalement au moyen de navipendules;

par M. G. Russo,
Ingénieur du Génie naval Italien.

L'auteur donne la description de l'appareil dont il est l'inventeur, et qui se compose en principe d'un pendule oscillant, dont le moment d'inertie représente, à une échelle de similitude arbitraire, celui du navire considéré; ce pendule est supporté par des secteurs métalliques, taillés parallèlement à la courbe des centres de carène du navire. En le faisant osciller sur un plateau horizontal, et en le soumettant à une force retardatrice convenable, on arrive à lui donner les mêmes amplitudes de roulis et la même loi d'extinction des roulis, que l'on a constatées sur le navire lui-même ou sur un modèle du navire, roulant en eau calme.

Le plateau qui supporte le navipendule est animé à son tour, au moyen d'une combinaison cinématique, d'un mouvement rotatoire et oscillatoire, tel qu'à chaque instant il représente la direction de la tangente à une houle trochoïdale, dont les éléments, hauteur, longueur et période, peuvent être choisis arbitrairement.

La superposition de l'oscillation propre du pendule et de celle du plateau reproduit donc, à une échelle de similitude mécanique convenable, les mouvements que le navire considéré est susceptible de prendre sur la houle choisie.

Un appareil enregistreur fournit des tracés donnant à chaque instant l'inclinaison, sur la verticale, du navipendule et de la normale à la houle.

L'auteur indique et discute les résultats obtenus par le navipendule pour le *Re-Umberto* et le *Revenge,* avec ou sans quilles de roulis, et pour le *Regina-Margherita.* Enfin il indique les applications pratiques que l'on peut en faire, tant pour l'étude d'un projet que pour celle des modifications de nature à améliorer les qualités nautiques d'un navire déjà construit.

Après la lecture de ce mémoire, pendant laquelle M. Russo a fait, en présence d'une nombreuse assistance, diverses expériences permettant d'appré-

cier les résultats que peut donner le *navipendule,* M. le Président le félicite vivement d'avoir su mener à bonne fin les travaux si intéressants qu'il vient d'exposer à l'Assemblée; il se fait l'interprète de l'Association pour exprimer la reconnaissance qu'elle éprouve pour M. le Ministre de la Marine Royale Italienne, qui a bien voulu autoriser M. Russo à lui faire cette communication, et de plus faire parvenir à Paris et mettre à sa disposition un important appareil, qui en double l'intérêt.

L'ordre du jour étant épuisé, la séance est levée à 6^{h}.

NOTE

SUR

L'IMPORTANCE DU ROLE DE LA VITESSE DES CUIRASSÉS

PENDANT LE COMBAT,

PAR M. HOUETTE,
Capitaine de vaisseau.

Le problème, si compliqué, dont la solution devient le plan d'un navire de guerre, d'un bâtiment de combat, se présente toujours à l'étude, quel que soit le milieu qui s'y intéresse, quelle que soit la nation qui y travaille, sous une forme première très similaire.

Il s'agit, tout d'abord, de classer, par des considérations d'ordre général, de politique extérieure, d'éventualités diverses envisagées tantôt sous un aspect, tantôt sous un autre, il s'agit de classer, de catégoriser, si je puis dire, les diverses unités de combat avec lesquelles on composera une flotte; la discussion d'un programme de flotte est un sujet d'études, qui demande une expérience, des connaissances et un travail beaucoup au-dessus du très modeste sujet que je voudrais aborder. Je me bornerai à constater, sans, je crois, m'exposer à aucune contradiction, que les programmes de flottes se présentent toujours sous une forme générale, englobant une série d'unités que l'on dénomme, les unes cuirassés, les autres croiseurs, les autres torpilleurs, sous-marins ou destroyers, etc.

Le rôle stratégique et tactique que devront se préparer à jouer dans l'histoire de leur pays ces diverses unités donne lieu tous les jours aux plus intéressantes discussions; la prépondérance qu'il convient d'attribuer, dans le programme, à l'une et à l'autre de ces catégories, varie suivant une foule de conceptions au milieu desquelles la technicité n'est pas toujours dominante. Mais vient enfin le moment où il s'agit de conclure, où toutes les questions étrangères à la technicité pure ont été discutées et résolues; il s'agit d'exécuter un programme adopté, il s'agit de construire des unités

conformément aux données générales établies, et c'est alors que le problème se pose d'une façon nette, et qu'on peut le résumer ainsi :

Il vous faut construire une unité de combat (cuirassé, croiseur, torpilleur) ; quelles seront les données générales de chacune de ces unités?

Désormais, dans tous les cas, la réponse ne pourra être formulée qu'après avoir étudié quelle est, sur chacune des unités en question, la part qu'il faut attribuer à la puissance offensive, à la puissance défensive, à la vitesse, à la distance franchissable, etc.

Suivant que la prépondérance, dans une même catégorie de navires, les cuirassés par exemple, aura été accordée à l'un ou l'autre des principaux éléments constitutifs de l'unité en vue, la puissance offensive, la puissance défensive, la vitesse, on obtiendra des solutions diverses, au sujet desquelles une discussion mieux précisée pourra être engagée; puis, enfin, on ne pourra perdre de vue, à côté des conséquences stratégiques ou tactiques, les conséquences financières qui découlent de la prépondérance accordée, dans la conception de l'unité de combat envisagée, à tel ou tel de ses éléments constitutifs, puissance offensive ou défensive, et vitesse.

Il ne saurait entrer dans ma pensée, et je ne crois pas qu'il soit nécessaire de m'en défendre, de vouloir communiquer à l'Association Technique Maritime des idées personnelles au sujet de la solution à imposer pour un semblable problème. Les archives de l'Association, les travaux d'un grand nombre de ses membres, les navires, dont beaucoup d'entre eux ont tant contribué à doter les diverses marines, constituent des éléments de discussion, d'instruction, aussi bien que des solutions diverses de ces difficiles problèmes, au milieu desquels il n'est permis d'intervenir qu'avec des titres, qui excusent ou justifient une semblable attitude. Tels ne sont point ceux de l'auteur de cette note; aussi n'a-t-il d'autre but que d'attirer l'attention sur une tendance, qui lui semble défectueuse, dans diverses idées aujourd'hui fréquemment émises, au sujet du rapport à établir entre les trois éléments de la force d'un cuirassé de combat, puissance offensive, défensive et vitesse; et il y est amené par une conviction profonde, celle de ceux qui doivent, tous les jours, envisager les éventualités d'un combat sur mer, et songer, sans trève ni repos, sans illusions comme sans la moindre défaillance, au rendement des outils de combat qui peuvent leur être confiés.

Le but de cette note, visant le cuirassé de combat, et son action le jour de la lutte, n'est autre que de plaider la cause de la vitesse du cuirassé, et de réagir contre les idées exprimées souvent, depuis quelques années, appréciées par beaucoup, et venant de sources devant la compétence desquelles les marins ont souvent, et à juste titre, pris l'habitude de s'incliner. Ceci rend ma tâche particulièrement délicate; et si j'ose l'entreprendre, ce n'est qu'avec l'assentiment de celui des vice-présidents de l'Association Technique qui, ayant, avec son talent et sa compétence universellement reconnus, émis

sur l'importance à attribuer à la vitesse du cuirassé des idées auxquelles je ne voudrais pas m'associer, aurait pu croire que ce travail n'était qu'une de ces critiques qu'il est toujours si aisé de formuler, et dont usent facilement les faibles contre les forts, les élèves contre les professeurs. Tel n'est pas mon but. Mais particulièrement à l'époque actuelle, qui voit se transformer sans cesse, et varier, du jour au lendemain, les conceptions d'où naît l'instrument de combat, les idées sont souvent oscillantes; les événements maritimes qui peuvent apporter quelque éclaircissement sont rares, se sont déroulés dans des circonstances assez spéciales, limitant l'importance des conclusions à en tirer, et, dans nos marines européennes, les conditions de la lutte et le déroulement de ses phases sont choses si difficiles à nettement concevoir que l'opinion, et j'entends ici celle des personnes réellement compétentes, se laisse séduire, trop facilement peut-être, par des considérations qu'il m'est difficile d'admettre, toutes les fois que se présente devant moi l'éventualité, dont nul ne peut dire la date, de conduire au combat le bâtiment que je monte.

Le point de départ de la discussion sur l'importance qu'il convient d'attribuer à la vitesse d'un cuirassé de combat (c'est ce cas seul que nous envisageons) met toujours en évidence l'antagonisme qui existe, par suite de l'accroissement considérable du prix de revient pour une faible augmentation de vitesse, entre les idées de grande vitesse et celles d'une répartition mieux généralisée des dépenses à consentir.

Si, au lieu de chercher à obtenir une grande vitesse, on se contente de puissances de machines plus modérées, on obtient une telle réduction de prix de revient de l'unité de combat, qu'on peut multiplier celle-ci et présenter à l'ennemi une escadre moins vite, mais plus nombreuse. Or le nombre est la loi, donc notre puissance navale serait plus considérable. Telle est, je crois, la forme d'une argumentation généralement présentée. On admet implicitement que les sacrifices consentis sur la vitesse amèneront une diminution du prix de revient, ou, plus simplement, une diminution du déplacement total; ne pourrait-on dire qu'avec un moindre déplacement la puissance offensive peut être forcément diminuée, et que nous arriverions vite à la constitution d'une armée plus nombreuse, mais plus faible? Se mettre à discuter cette thèse, ou toute autre du même genre, serait entrer au vif de la question générale, que nous n'avons pas la prétention d'étudier ici. Nous laisserons toutes ces questions de côté; nous nous bornerons à reconnaître qu'elles sont posées, et qu'il n'est, pour les résoudre, d'autre manière que de faire valoir, au mieux des intérêts de la cause que l'on a adoptée, les arguments en sa faveur, comme nous allons tenter de le faire pour la vitesse.

Pourquoi cette pauvre vitesse est-elle si peu en faveur? Pourquoi lui

dénier (j'entends bien évidemment dans les limites rationnelles où se placent les auteurs qui en discutent la valeur), pourquoi lui dénier une importance capitale le jour de l'action?

« Parmi ceux qui réclament la supériorité de vitesse, afin que le combat puisse être, à volonté, imposé ou évité, peu sont capables de calculer l'énorme dépense qu'elle entraîne. »

Cela peut être; toutefois, les renseignements ne manquent pas à cet égard, et il est facile de mesurer l'étendue du sacrifice pécuniaire que l'on réclame. J'ajoute qu'on ne saurait discuter cette question sans y avoir égard; mais la vitesse est-elle un facteur important? vaut-elle de l'argent pendant le combat? La vitesse n'a-t-elle pas un autre but que d'imposer ou d'éviter le combat? Est-ce une arme, a-t-elle de la valeur? dans quelle mesure?

Tout d'abord, qu'il me soit permis de bien préciser encore que nous ne nous occupons de la vitesse qu'au point de vue du combat; que, si nous allons la demander aussi grande que possible, nous ne songeons qu'à son utilisation tactique dans les opérations immédiatement connexes à la lutte. Son avantage au point de vue stratégique est indéniable, mais la valeur de cet avantage vis-à-vis de l'excès du prix de revient peut être très discutée; nous ne parlons ici que des opérations tactiques : elles sont le but final de la construction et de l'armement du bâtiment, c'est pour elles, avant tout, que le cuirassé de combat a été conçu; quelle est la valeur de la vitesse le jour du combat?

Me sera-t-il permis, pour exprimer ce que je crois être la juste appréciation de la valeur de l'arme qu'est la vitesse, de citer des opinions bien contraires à celles que je soutiens, et signées de noms devant lesquels je n'ai qu'à m'incliner, mais d'en faire ressortir ce qui me paraît le point faible?

Combattant la trop grande importance attribuée à la vitesse, le commandant Mahan, de la marine des Etats-Unis, dont les ouvrages sont un constant objet d'étude et d'admiration de la part de ses collègues de toutes les marines, a écrit les lignes suivantes, que je n'ai pu lire sans longuement réfléchir, et qui ont été plusieurs fois citées :

« Cette opinion, que la vitesse est le principal de tous les facteurs dans un navire de combat, cette opinion plausible, superficielle, trop aisément acceptée à cette époque de presse, de confiance irréfléchie dans les machines, comme étant le tout de tout, menace de faire un tort considérable à l'efficacité future de la marine. Ce n'est pas la vitesse, mais la puissance d'action offensive, qui, dans une guerre, est le facteur dominant. »

Que l'auteur me permette, pour lui répondre, de remonter quelques lignes plus haut dans son ouvrage. Faisant allusion à la sortie de Santiago de la flotte de l'amiral Cervera, il écrit, afin de démontrer le peu d'importance de la vitesse : « Si Cervera avait pu échapper à Santiago à notre poursuite, ce n'aurait été seulement que pour se voir paralyser de nouveau ailleurs. »

Et quels sont, dans ce combat célèbre, les éléments primordiaux de la victoire? quel est le navire qui a pu arrêter de son feu le plus beau des croiseurs espagnols, le *Christoforo-Colon*, qui, seul, paraissait pouvoir échapper? N'est-ce pas l'*Orégon*, et grâce, uniquement, à sa vitesse (1)? Et si ce cuirassé, que le début de la guerre avait fait accourir, d'une traite, des détroits de Patagonie, a pu forcer à se jeter à la côte le dernier navire espagnol, faut-il en conclure que la vitesse des navires de Cervera était inutile, ou bien que la supériorité de celle de l'*Orégon* et du *Brooklyn* a été le seul élément permettant aux navires américains d'utiliser leur puissance offensive, d'entrer en lutte, et d'y obtenir le succès?

Si nous jetons un regard sur les quelques actions navales des temps modernes où nous pouvons trouver une leçon à étudier, faut-il citer le combat du *Huascar*, que son infériorité de vitesse livra aux distances et aux occasions de tir que choisissaient deux adversaires dont, maître de sa manœuvre, il eût eu successivement raison? faut-il citer la bataille du Yalu, où la vitesse des escadres japonaises a été le premier élément du succès?

On peut évidemment, dans ces diverses circonstances, contester la bonne utilisation de tous les moyens d'action des navires, et penser que l'importance prépondérante acquise ces jours-là pour la vitesse ne se retrouverait pas dans tous les cas; cela est possible, mais une leçon de faits est toujours bien frappante, et l'on ne peut empêcher l'esprit de s'y attacher, tout autant qu'à des probabilités que l'on peut discuter.

Les inconvénients que présente l'accroissement de la vitesse, pour quiconque s'occupe, à quelque titre que ce soit, de l'établissement des plans d'un cuirassé de combat, sont tels, le résultat qu'il s'agit parfois d'atteindre, un nœud, un nœud et demi de plus, paraît trop souvent d'importance si médiocre, parce qu'il se définit et se mesure mal, que l'on voit conclure trop aisément à l'inutilité de tels sacrifices.

Cherchons donc à nous rendre compte de l'importance qu'a la vitesse dans le combat.

Parlant des cuirassés d'escadre, l'auteur d'une bien intéressante brochure sur la question qui nous occupe, après avoir refusé d'attribuer grande importance à la vitesse, dans les cas où il s'agit pour les cuirassés d'éviter ou de provoquer un combat, conclut à l'inutilité de la grande vitesse avant le combat. (C'est, avons-nous dit, une question que nous n'envisageons pas ici.) Mais il ajoute : « Une grande vitesse étant inutile avant le combat, est-elle nécessaire pendant le combat? Non », répond-il.

Là est toute la question que nous voudrions rapidement examiner. Je n'ai

---

(1) « Tout le monde (dit un des Rapports officiels publiés par le Département de la Marine, à Washington) fait des commentaires sur le magnifique déploiement de vitesse montré par l'*Orégon*; sans cette vitesse, sûrement un, peut-être deux navires espagnols échappaient. »

pas besoin, je pense, de répéter à nouveau que, si je crois juste de citer la rédaction établie par une personnalité vis-à-vis de laquelle je ne saurais trop exprimer les sentiments respectueux et reconnaissants que lui porte la marine française, mon but unique est de me guider, pour défendre cette pauvre vitesse, sur les arguments qui lui sont opposés par l'attaque la plus compétente.

Je crois qu'une grande vitesse est nécessaire pendant le combat; et j'entends par là, non pas la nécessité de maintenir pendant tout le combat une très grande vitesse, mais la possibilité d'avoir une vitesse supérieure à celle de l'adversaire.

Je crois, je crois fermement, sans qu'il puisse entrer dans mon esprit un doute à cet égard, que nous nous battrons, avec nos cuirassés actuels, non pas seulement à 15 nœuds, mais à 17 ou 18 nœuds, puisque nous pouvons les donner; toutes nos formations usuelles se prêtent à ces vitesses, et le jour où nous aurons consacré quelques heures à donner aux adeptes de la vitesse l'occasion de montrer ce que sont les opérations des cuirassés dans ces conditions, il sera facile de faire constater à tous, ce que nous n'avons pu, personnellement, juger que dans une mesure trop restreinte, qu'il est aisé d'approprier tous les ordres de combat, par quelques traits de plume, à l'emploi de ces grandes vitesses.

Mais ces convictions personnelles n'ont point la prétention de constituer une argumentation; je demande la permission d'expliquer rapidement quelles sont les bases sur lesquelles elles reposent, et combien l'imagination s'est vite effacée devant la simplicité du raisonnement et l'évidence de faits continuellement reproduits au cours des essais et expériences de tous genres. Je crois, ai-je dit, que la supériorité de vitesse est un élément nécessaire pendant le combat. En effet :

Quelles sont les armes qu'utilisera le bâtiment? L'artillerie, les torpilles, l'éperon.

Avec une vitesse supérieure (et la supériorité de 2 à 3 nœuds est bien au delà de ce qui est nécessaire) je déciderai, quel que soit mon adversaire, et quelque manœuvre qu'il tente, si, oui ou non, les torpilles et l'éperon entreront en ligne de compte dans la lutte. J'entends déjà l'argumentation qui consiste à dire que la torpille n'atteindra pas le but, et que l'éperon est une arme aussi dangereuse pour l'abordeur que pour l'abordé. Il me sera permis de ne pas entrer dans une semblable discussion; j'aurais grand plaisir à parler de l'utilisation de la torpille, à faire remarquer les conditions dans lesquelles ce tir peut être facilité, à insister sur les conséquences d'un coup heureux d'une pareille arme; je pourrais, sans remonter à Lissa, faire ressortir des circonstances où l'éperon jouerait un rôle inattendu, mais je n'ai pas voulu, dans cette note, entrer dans la discussion de la valeur des éléments qui composent la force offensive; je me borne à constater que les éperons et les tubes sous-marins existent sur le cuirassé de combat moderne; je dois donc

songer à m'en servir à l'occasion; seule une supériorité de vitesse me le permettra.

Reste l'artillerie. Nul ne songe à contester que c'est sans doute à elle que revient une part prépondérante dans le combat; la vitesse lui est-elle utile?

Je ne veux pas parler ici de la possibité que donne une supériorité de vitesse de se dérober à la lutte d'artillerie; la conception d'une arme, dont le principal avantage serait de permettre de se retirer du champ de bataille, me semble tout à fait en dehors de la question en discussion; il s'agit des qualités du cuirassé au feu; celles qu'il peut posséder, pour se rendre à l'abri, sont peu intéressantes au point de vue du combat, le seul objectif pour lequel il a été conçu et construit. La vitesse, ou plutôt la supériorité de vitesse, est-elle utile pour la bonne utilisation de l'artillerie? Oui, assurément, et pour les multiples raisons que nous allons énumérer.

Tout d'abord, une supériorité de vitesse, même minime, permet à celui qui la possède de limiter, dans la mesure qui lui convient, la distance à laquelle s'effectuera le combat d'artillerie; s'il veut joindre l'ennemi à petite portée, il en est le maître; s'il veut combattre au delà d'une certaine distance, libre à lui. Seul l'angle de tir, c'est-à-dire la direction dans laquelle il maintient, ou cherche à maintenir l'ennemi, n'est pas, en tout cas, exclusivement déterminé par le bâtiment supérieur en vitesse.

Toutes ces questions ont été trop souvent étudiées et élucidées pour qu'il soit opportun de le refaire ici en détail; mais, quand on parle du combat, faut-il délibérément oublier les axiomes que tout le monde reconnaît?

Faut-il oublier que les armes offensives et défensives, dont est pourvu le navire de combat, constituent autour de lui une série de zones appropriées à l'usage de chacune d'elles, et que, seul, le plus rapide des adversaires sera maître de pénétrer dans l'une ou de se tenir à l'écart de l'autre? En ce qui concerne le combat d'artillerie, qui se livrera aussi bien dans la zone d'action des torpilles et de l'éperon que partout ailleurs, le choix de la distance est une arme véritable, puisque ce choix aura pour but de placer le navire qui pourra l'effectuer à son gré, à la portée qui convient le mieux à son armement offensif aussi bien que défensif. Cette arme, prépondérante entre toutes les autres, puisque, seule, elle permet de fixer les armes avec lesquelles et contre lesquelles on veut entrer en lutte, cette arme est la vitesse.

La vitesse est, en somme, de toutes les armes dont disposent nos navires, la plus importante, puisque, seule, elle permet d'employer les autres à son gré; son utilisation est simple; on possède ou l'on ne possède point la supériorité de vitesse, et l'utiliser consiste tout uniment à régler l'allure des machines.

Admettre que nos cuirassés, qui peuvent donner 18 nœuds, viennent régler le jour du combat leur vitesse à 13 ou 15 nœuds, serait nier les avantages tactiques que donne la supériorité de vitesse, et que nous venons de rappeler.

Ayant eu, il y a quelques années, à parler, dans une réunion d'officiers

de marine, du navire de combat et de ses armes, nous terminions en ces termes :

« Il semble donc que l'on puisse dire : Si, sur un navire, on ne peut développer au maximum les qualités offensives et défensives, tout sacrifice consenti doit être récupéré par un accroissement de la vitesse. Des unités de ligne plus rapides que d'autres seront toujours maîtresses de choisir leurs armes; les moins rapides subiront ce choix. »

Rien ne nous paraît avoir modifié ces conclusions depuis les quelques années qui viennent de s'écouler, et à la question : Une grande vitesse est-elle nécessaire pendant le combat? nous répondrons : Oui.

Nous avons, en rédigeant cette note, cédé à une unique préoccupation, celle de résister à ce que nous croyons une dangereuse tendance, au sacrifice, trop facilement consenti, des avantages que donne, pendant le combat, la supériorité de la vitesse.

Trop souvent, croyons-nous, on se laisse aller à cette idée que les énormes sacrifices pécuniaires qu'exige la vitesse ne sont pas justifiés par une augmentation suffisante de la valeur du bâtiment de combat; trop souvent on mélange les questions de vitesse stratégique, de concentration de forces, etc., et l'on y apporte des solutions qui peuvent s'accommoder de réductions de vitesse, et qui nous paraissent incompatibles avec les besoins du jour de l'action.

Nous avons cherché à rappeler quel est le rôle prépondérant de la vitesse dans la lutte entre les bâtiments.

Faut-il ajouter que, si nous considérions les mouvements des escadres, l'avantage que donne la supériorité de vitesse est encore plus frappant?

Et qu'on veuille bien, tout en nous comparant, nous autres marins, à l'enfant qui, entre le gâteau et la confiture, « ne choisit pas et demande les deux », qu'on veuille bien croire que ce n'est pas par gourmandise irréfléchie que nous demandons de la force et de la vitesse, et que ce n'est pas par enfantillage que nous estimons à si haute valeur la possibilité de marcher plus vite que d'autres.

COMPTE RENDU D'EXPÉRIENCES

FAITES AU MOYEN D'UN

PENDULE HYDRAULIQUE,

PAR M. ALEX. BASSETTI,
Ingénieur civil des Constructions navales.

Le mouvement de roulis d'un navire étant assimilable à un mouvement pendulaire, un appareil oscillant autour d'un axe fixe peut, dans certains cas, fournir un mode d'expérimentation utile des mouvements d'un bâtiment sur la houle.

Le *pendule hydraulique* est construit en vue d'étudier l'effet d'un lest liquide sur un mouvement oscillatoire; il se compose d'un pendule rigide, à la partie supérieure duquel est fixée une petite citerne rectangulaire.

Cette citerne, destinée à contenir de l'eau, est placée le plus près possible de l'axe de rotation du pendule.

L'idée de cet appareil ne nous appartient pas; M. le Directeur du Génie maritime Bertin, dont les savants travaux sur ces questions sont bien connus, en a indiqué le principe dans la séance de l'année dernière.

Il nous a paru intéressant de construire ce pendule, et d'enregistrer les résultats qu'il nous a fournis.

Description du pendule hydraulique. — L'appareil (*fig.* 1) se compose d'une partie mobile et d'une partie fixe.

La partie mobile, qui oscille autour d'un axe horizontal, est constituée par une charpente légère en bois, à la partie supérieure de laquelle est fixée une petite citerne en tôle mince étamée.

Cette citerne, de forme rectangulaire, a pour dimensions :

	mm
Longueur dans le sens de la marche.....	200
Largeur.....	100
Profondeur.....	80

Fig. 1.

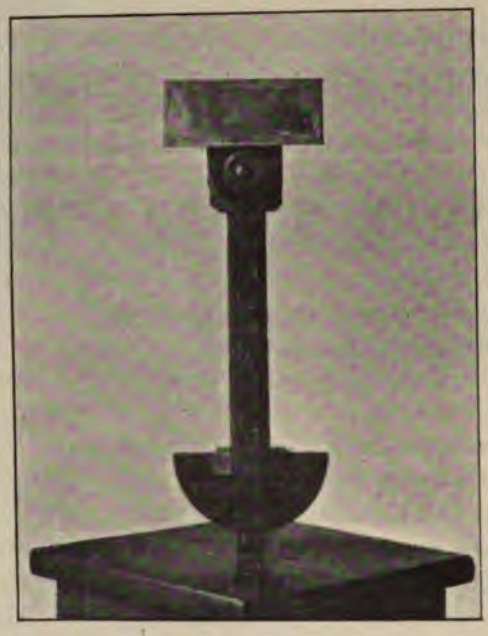
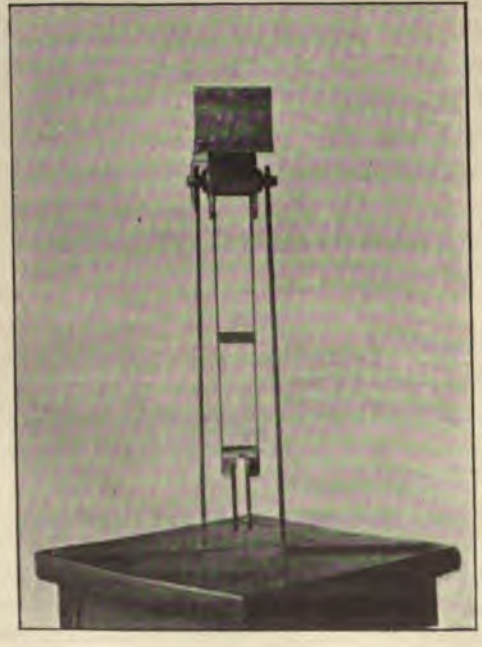


Fig. 2.



Les parois intérieures étant soigneusement étamées, la surface en est parfaitement lisse et n'offre que très peu de frottement aux mouvements de l'eau.

Cette citerne n'a pas de plafond, la partie supérieure en est librement ouverte.

L'axe de rotation est placé immédiatement au-dessous de la citerne (cote de l'axe au fond de la citerne $= 35^{mm}$).

A la partie inférieure de la charpente en bois est vissé le contrepoids, constitué par deux demi-disques en tôle d'acier de 6^{mm}, ayant 100^{mm} de rayon; ces deux demi-disques sont placés parallèlement.

Tout l'appareil a pour plans de symétrie, à la fois, le plan longitudinal (sens de la marche) et le plan transversal.

On peut remarquer sur la figure 2, où l'appareil est vu transversalement, que toute la construction de la partie mobile est faite en vue de présenter le minimum possible de section dans le sens de la marche, afin de réduire à une très faible valeur la résistance de l'air au mouvement.

La partie fixe est constituée simplement par deux supports en fer plat de 30×6, vissés, à leur base, sur une table spéciale très robuste; cette table, construite en chêne, présente une grande rigidité, ainsi que les deux supports.

A la partie supérieure des supports est boulonné l'axe de rotation, qui est fixe; entre cet axe et un manchon en acier cémenté, solidaire de la charpente du pendule, sont interposées deux couronnes de billes d'acier.

L'oscillation se faisant sur billes, les frottements mécaniques se trouvent ainsi très réduits; on aurait pu les réduire encore davantage par un graissage des billes, mais alors, d'un jour au lendemain, l'appareil n'eût plus été comparable à lui-même, tout graissage formant plus ou moins cambouis; afin d'éviter cet écueil, aucun graissage n'a été fait.

A l'un des supports est fixé un cadran gradué en degrés; sur ce cadran se déplace une aiguille solidaire du pendule; cette aiguille indique, à chaque instant, l'angle de l'appareil avec la verticale.

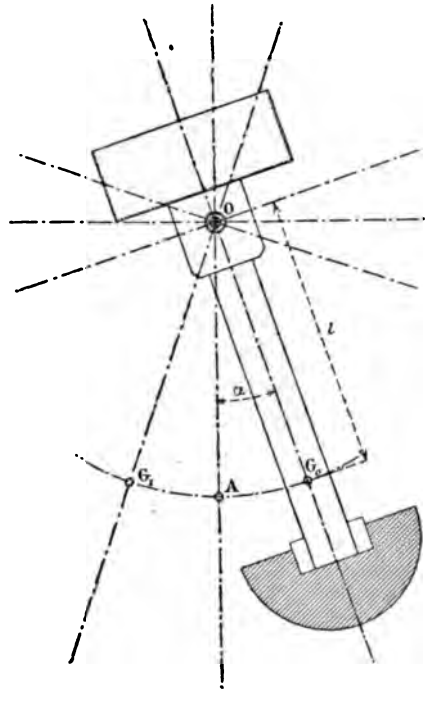
But des expériences. — Si l'on fait osciller le pendule hydraulique avec la citerne vide, ou remplie d'un corps solide parfaitement solidaire avec elle, tout se passe comme dans le cas d'un corps solide quelconque oscillant autour d'un axe fixe : les amplitudes des oscillations vont en décroissant, et finalement l'appareil s'arrête, l'énergie première étant totalement absorbée par les frottements.

Mais, si l'on met dans la citerne une certaine quantité d'un liquide quelconque, les choses se passent différemment; ce liquide se porte en masse tantôt d'un côté, tantôt du côté opposé; des chocs se produisent contre les parois, il en résulte des remous, des vagues, etc. En outre, le centre de gravité général du pendule change sans cesse de place et a un mouvement relatif par rapport à l'axe du pendule, qui lui-même, pendant ce temps, oscille autour de l'axe fixe.

Ces chocs, frottements, etc., dus aux mouvements de l'eau, absorbent une notable fraction de l'énergie première du pendule; on peut se proposer d'évaluer ce travail négatif.

Supposons d'abord le pendule lesté convenablement avec un corps solide, et soit T_0 le travail nécessaire pour placer le pendule dans la position initiale OG_0 (*fig.* 3), son axe faisant l'angle α avec la verticale.

Fig. 3.



Pendant la première oscillation, cette énergie accumulée T_0 servira à vaincre les frottements mécaniques de l'appareil, ainsi que la résistance de l'air, et le surplus amènera le pendule de l'autre côté de la verticale en G_1.

En cette position G_1, le pendule aura une énergie accumulée T_1; si l'on désigne par f_1 le travail des frottements et de la résistance de l'air, on pourra écrire l'équation

$$T_0 = T_1 + f_1,$$

soit

$$T_0 - T_1 = f_1.$$

Les choses se passent de même durant les oscillations suivantes, jusqu'à la dernière, où l'énergie accumulée est juste suffisante pour vaincre les frottements et amener le pendule sur la verticale en A.

Donc, si T_0, T_1, T_2, T_3, ..., T_{n-1} sont les énergies, et $f_1, f_2, f_3, \ldots, f_n$ les

frottements, on peut écrire les égalités suivantes :

$$\begin{aligned} T_0 - T_1 &= f_1, \\ T_1 - T_2 &= f_2, \\ T_2 - T_3 &= f_3, \\ \cdots\cdots & \cdots\cdots \\ T_{n-1} - 0 &= f_n. \end{aligned}$$

Faisant la somme de ces équations, on a

$$T_0 = f_1 + f_2 + f_3 + f_4 + \ldots + f_n.$$

Les frottements ont absorbé l'énergie initiale après N oscillations; si l'on pose

$$\varphi = \frac{f_1 + f_2 + \ldots + f_n}{N},$$

on aura

$$T_0 = N\varphi,$$

soit

$$(1) \qquad \varphi = \frac{T_0}{N}.$$

Si à présent nous remplaçons le lest solide du pendule par un poids égal de liquide, l'appareil, partant du même angle initial α, s'arrêtera au bout de n oscillations, et, comme l'expérience montre qu'on a $n < N$, le mouvement de ce liquide a produit une énergie négative $\mathfrak{T}$; on aura donc

$$T = n\varphi + \mathfrak{T}.$$

Cette équation n'est pas rigoureusement exacte : 1° parce que la moyenne φ des frottements correspond à N oscillations, et non à n; 2° parce que, la surface de l'eau dans un mouvement lent restant toujours horizontale, le travail initial réel est un peu différent de T_0; mais pratiquement elle est du même ordre d'approximation que les expériences qui fournissent N et n, on peut donc l'accepter.

Remplaçant φ par sa valeur (1), on a

$$T_0 = n\frac{T_0}{N} + \mathfrak{T},$$

soit

$$\mathfrak{T} = T_0 - \frac{n}{N}T_0,$$

soit enfin

$$(2) \qquad \mathfrak{T} = \frac{T_0(N - n)}{N}.$$

Or, soient l la distance OG_0 du centre de gravité du pendule (y compris le liquide) à l'axe d'oscillation, et P le poids total du pendule; on a

$$T_0 = Pl(1 - \cos\alpha).$$

Remplaçant dans (2), il vient :

$$(3) \qquad \mathfrak{T} = Pl(1 - \cos\alpha)\frac{N - n}{N},$$

valeur explicite de l'énergie absorbée par les chocs et les frottements du liquide dans la citerne.

Les expériences à faire avec le pendule se réduisent donc à compter le nombre total d'oscillations depuis le départ jusqu'à l'arrêt, tantôt avec un lest solide, tantôt avec un lest liquide.

Détail des expériences.— L'appareil étant extrêmement sensible, de grandes précautions ont été nécessaires pour faire des expériences donnant des résultats exacts.

Il eût été désirable que l'axe du pendule s'appuyât sur deux supports en pierre construits sur un sol parfaitement rigide, ainsi que cela se fait pour les supports des lunettes astronomiques; mais, ce dispositif n'étant pas réalisable, les supports métalliques décrits plus haut y ont été substitués.

Ces supports sont vissés sur une table massive en chêne; avant chaque expérience, la parfaite horizontalité de cette table est vérifiée à l'aide d'un niveau d'eau.

Le pendule est ensuite écarté de la verticale de l'angle initial α, à l'aide d'un fil passé en double dans un piton que porte l'appareil à cet effet; puis le pendule est mis en marche en brûlant le fil.

Pour la détermination des nombres d'oscillations N du pendule lesté avec un corps solide, trois séries d'expériences ont été faites: d'abord avec le pendule marchant à vide, ensuite avec la citerne lestée à 50^g et à 100^g; les résultats s'écartant peu les uns des autres, des courbes d'interpolation ont fourni les nombres intermédiaires.

La citerne, pour ces expériences, était lestée avec un mélange de cire blanche et de litharge ayant rigoureusement la densité de l'eau; ce mélange, coulé à chaud dans la citerne, s'y solidifie, et y occupe exactement le volume de l'eau.

Pour la détermination des nombres d'oscillations n, de l'eau est substituée à la cire mélangée de litharge; mais, dans ce cas, dix séries d'expériences ont été faites, le poids de l'eau variant de 10^g à 100^g.

Toutes ces expériences ont été exécutées sensiblement à la même température, environ 15° C.

Le tableau suivant donne les résultats de ces expériences; chaque nombre N ou n, qui y figure, est la moyenne de plusieurs expériences identiques, trois le plus souvent; ainsi sont éliminées le plus possible les petites erreurs accidentelles, qui sont inévitables: erreurs de pesée de l'eau, petites vibrations de l'appareil dues à des causes étrangères, etc.

Le poids du pendule vide est de $1^{ks},985$, et la distance du centre de gravité à l'axe d'oscillation est de 288^{mm}; cette distance a été obtenue expérimentalement.

Le Tableau donne, en outre, le travail négatif de l'eau $\mathfrak{T}$, calculé par la formule (3), ainsi que le rapport de ce travail au travail initial T_0, rapport égal à $\frac{N-n}{N}$.

POIDS de l'eau dans la citerne.	ORDONNÉE du centre de gravité.	ANGLE INITIAL. 10°. N.	10°. n.	10°. $\mathfrak{T}$.	10°. $\frac{\mathfrak{T}}{T_0}$.	15°. N.	15°. n.	15°. $\mathfrak{T}$.	15°. $\frac{\mathfrak{T}}{T_0}$.	20°. N.	20°. n.	20°. $\mathfrak{T}$.	20°. $\frac{\mathfrak{T}}{T_0}$.	25°. N.	25°. n.	25°. $\mathfrak{T}$.	25°. $\frac{\mathfrak{T}}{T_0}$.	30°. N.	30°. n.	30°. $\mathfrak{T}$.	30°. $\frac{\mathfrak{T}}{T_0}$.
Vide.	288 mm	1032	"	"	"	1303	"	"	"	1546	"	"	"	1806	"	"	"	2108	"	"	"
10 g	286	1050	492	446 (1)	0,531	1314	538	1123	0,590	1531	618	2002	0,596	1785	640	3373	0,641	2120	662	5160	0,688
20	284,5	1061	240	650	0,771	1320	254	1536	0,807	1520	272	2757	0,821	1770	291	4392	0,835	2122	323	6359	0,848
30	283	1070	181	697	0,831	1320	192	1611	0,847	1508	204	2903	0,865	1752	221	4596	0,874	2115	233	6664	0,889
40	281,5	1070	145	725	0,864	1314	159	1671	0,879	1500	178	2956	0,881	1740	187	4689	0,892	2096	194	6796	0,907
50	280	1060	131	734	0,876	1292	143	1690	0,889	1488	156	2998	0,894	1726	167	4745	0,903	2066	" (2)	"	"
60	278,5	1040	121	740	0,883	1278	131	1704	0,897	1472	137	3041	0,907	1711	142	4816	0,917	2020	"	"	"
70	277	1020	111	746	0,891	1250	119	1716	0,904	1460	127	3059	0,913	1700	133	4840	0,922	1964	"	"	"
80	275,5	990	101	752	0,898	1220	111	1725	0,909	1448	115	3081	0,920	1690	119	4871	0,929	1900	"	"	"
90	274	962	91	757	0,905	1190	97	1741	0,918	1436	106	3099	0,926	1680	109	4902	0,935	1834	"	"	"
100	272,5	934	81	763	0,913	1160	90	1749	0,923	1430	96	3120	0,933	1674	97	4936	0,942	1764	"	"	"

(1) Les travaux sont exprimés en kilo-ergs.

(2) Au-dessus de 40g, l'eau sautant hors de la citerne pour un angle initial de 30°, l'angle maximum des expériences n'est plus que de 25°.

L'examen du tableau ci-dessus montre que l'effet du lest liquide est des plus importants; avec 10g d'eau, soit environ $\frac{1}{200}$ du poids total du pendule, plus de la moitié de l'énergie initiale est absorbée; avec 100g d'eau, les $\frac{9}{10}$ de cette énergie disparaissent.

D'ailleurs, on peut remarquer qu'une grande quantité d'eau n'est pas avantageuse; en effet, si de 0g à 30g, le travail négatif $\mathfrak{T}$ croît très rapidement, de 30g à 100g il ne progresse plus que lentement; on voit nettement ce fait sur la figure 4, où les travaux sont portés en ordonnées, et les poids d'eau en abscisses.

On voit enfin que le rapport $\frac{\mathfrak{T}}{T_0}$ du travail négatif au travail initial croît légèrement avec l'amplitude de l'angle d'oscillation.

Influence de la fluidité du liquide, expériences avec de l'huile. — La fluidité du liquide joue un rôle important; les expériences suivantes le démontrent d'une façon absolue.

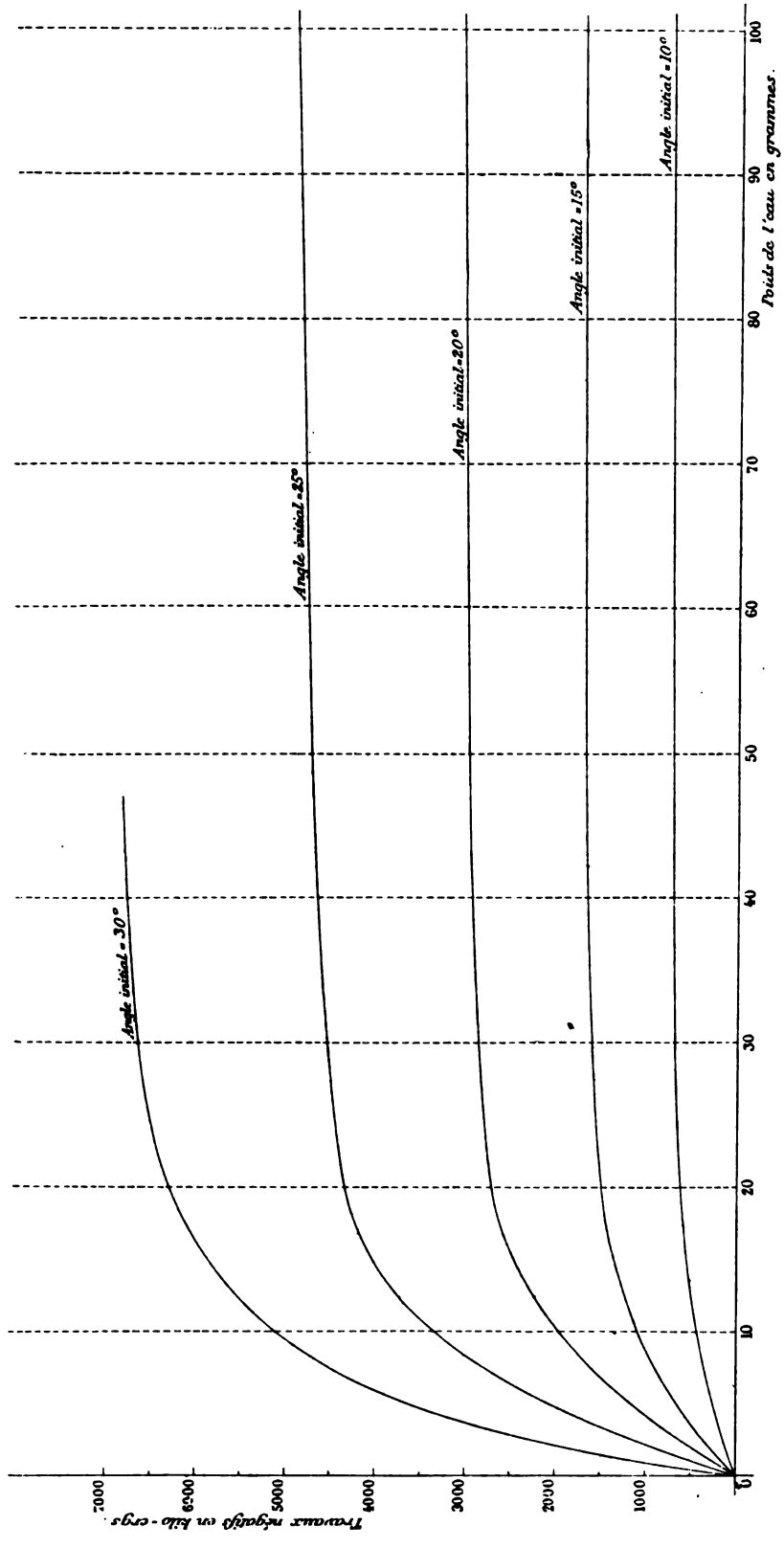
Elles ont été faites en mettant de l'huile d'olive dans la citerne à la place de l'eau; les résultats sont les suivants. Nous en avons rapproché les résultats, déjà connus, obtenus avec de l'eau ou un lest solide, afin qu'on puisse les comparer.

POIDS du lest liquide ou du lest solide dans la citerne.	ANGLE INITIAL.											
	10°.			15°.			20°.			25°.		
	NOMBRE d'oscillations.			NOMBRE d'oscillations.			NOMBRE d'oscillations.			NOMBRE d'oscillations.		
g	Cire (1).	Huile.	Eau.	Cire.	Huile.	Eau.	Cire.	Huile.	Eau.	Cire.	Huile.	Eau.
20	1061	734	240	1320	931	254	1520	1056	272	1770	1159	291
40	1070	385	145	1314	458	159	1500	478	178	1740	537	187
60	1040	231	121	1278	254	131	1472	270	137	1711	278	142
80	990	130	101	1220	146	111	1448	157	115	1690	161	119
100	934	87	81	1160	96	90	1430	101	96	1674	105	97

(1) La cire est intimement mélangée avec de la litharge, afin d'avoir exactement la densité de l'eau.

Ces chiffres montrent d'une façon saisissante le rôle de la fluidité du liquide; ils montrent, en outre, que le travail négatif produit est dû presque exclusivement aux chocs de la masse liquide contre les parois de la citerne, et non aux frottements des molécules liquides les unes contre les autres, ou contre les parois.

Fig. 4.


Angle initial = 30°
Angle initial = 25°
Angle initial = 20°
Angle initial = 15°
Angle initial = 10°
Poids de l'eau en grammes.
Travaux négatifs en kilo-ergs.
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
1000
2000
3000
4000
5000
6000
7000

L'huile, qui, par sa viscosité, se déplace moins facilement et moins rapidement que l'eau, produit moins de travail négatif que ce dernier liquide; on peut remarquer que cet effet est surtout sensible pour un faible poids d'huile.

En effet, considérons 20g d'eau dans la citerne; dès que le pendule oscille, cette eau se précipite brusquement, tantôt d'un bord et tantôt de l'autre, d'où production de chocs considérables; avec 20g d'huile, qui cependant occupent plus de volume que le même poids d'eau, les choses ne se passent plus ainsi; l'huile forme une mince couche au fond de la citerne, et, lorsque le pendule oscille, cette huile se déplace lentement, tantôt d'un côté et tantôt de l'autre, mais sans chocs.

Quand la quantité d'huile augmente, le phénomène est moins net; cela tient à ce que l'action des parois est moins prépondérante; une mince couche du liquide y adhère encore, mais le reste de l'huile glissant facilement sur cette mince couche forme une vague de translation à la façon de l'eau.

En résumé, plus la fluidité du liquide est grande, et plus son déplacement dans la citerne est aisé, plus l'action retardatrice du mouvement est importante.

Durées des oscillations. — Le temps écoulé entre le moment où l'on met en marche le pendule, en brûlant le fil, et le moment où la dernière oscillation prend fin, divisé par le nombre des oscillations, donne la durée moyenne d'une oscillation.

D'ailleurs, cette durée moyenne s'écarte peu de la durée vraie à chaque instant; des expériences ont montré que, même avec le lest liquide dans la citerne, les lois de l'isochronisme sont sensiblement exactes.

Mais, ce qu'il eût été difficile de prévoir à l'avance, c'est l'action accélératrice de l'eau; en effet, plus la quantité d'eau dans la citerne augmente, plus la durée d'une oscillation est courte; c'est exactement l'inverse de ce qui se produit avec un lest solide.

Avec le pendule vide, ou lesté avec de la cire, on a

Poids du pendule.	Poids du lest solide.	Durée d'une oscillation double.
kg	g	s
1,985	0	1,298
2,035	50	1,301
2,085	100	1,303

et, avec un lest d'eau, on a

Poids de l'eau dans la citerne.	Durée moyenne d'une oscillation double.
g	s
0	1,298
10	1,297
20	1,296
30	1,295
40	1,290
50	1,289
60	1,285
70	1,283
80	1,263
90	1,262
100	1,261

De 70g à 80g, il y a un brusque changement dont la cause nous a échappé; mais, quoi qu'il en soit, on voit nettement l'action accélératrice de l'eau.

Ces temps correspondent à de petites oscillations, l'angle initial étant de 10°.

Conclusion. — En résumé, si on leste un pendule avec un liquide, il ressort des expériences ci-dessus que :

1° Le pendule s'arrête rapidement, une notable fraction de l'énergie initiale étant absorbée par les chocs du liquide contre les parois de la citerne qui le contient;

2° Toutes choses égales d'ailleurs, on voit que à partir d'un certain poids, on gagne peu à augmenter la quantité de liquide;

3° L'action du lest liquide est d'autant plus marquée que la fluidité de ce liquide est plus grande, surtout pour de faibles quantités de liquide;

4° Le lest liquide a une action accélératrice sur le mouvement du pendule : plus le poids du liquide augmente, plus le temps moyen d'une oscillation diminue.

Il eût été très intéressant d'étudier ensuite l'influence des formes de la citerne sur les mouvements du pendule; mais, faute de temps, nous nous sommes borné aux expériences décrites ci-dessus.

CONTRIBUTION A L'ÉTUDE DU RELÈVEMENT OPTIQUE

DES

ÉPAVES ET NAVIRES COULÉS OU IMMERGÉS,

PAR M. M. DIBOS,
Ingénieur-conseil, Expert maritime,
Lauréat de l'Institut.

On connaît la limpidité de l'eau de mer.

En Méditerranée, où la salure de l'eau est plus accusée, cette transparence augmente encore dans les anses abritées.

Au cours d'expériences que nous fîmes autrefois à bord d'un vaisseau-école mouillé en rade des Salins d'Hyères, on percevait distinctement le fond de la mer à 20 mètres à l'aplomb de la galerie du commandant. Le temps était clair, les eaux calmes, le soleil haut. On suivait parfaitement la descente en zigzag d'une rondelle de fer-blanc, et l'on voyait cette rondelle gisant ensuite sur le fond.

A pleine mer de vive eau, également par beau temps et lumineuse clarté solaire, la perception du tapis de sable constituant les fonds à l'entrée des grottes de Morgat, dans la baie de Douarnenez, était absolument nette par 15 mètres d'eau (Atlantique-Nord).

Du haut du phare de Galantry, aux îles Saint-Pierre et Miquelon (Atlantique-Nord), les différences des sondes, entre les passes, s'accusaient nettement par temps clair, soleil brillant, brise fraîche. L'observateur placé sur le balcon du phare voyait se dessiner admirablement le chenal, le mouillage ordinaire entre le Barrachois et l'Ile-aux-Chiens, etc.

En rade d'Halifax (Nouvelle-Écosse), en nous tenant sur le marchepied tribord de la vergue de perroquet de grand mât d'un voilier, nous eûmes les mêmes vues des fonds, dans des conditions de lumière atmosphérique idoine à nos observations saint-pierraises hivernales.

Dans les fiords de Norvège, la pêche du saumon s'effectue au moyen de filets-nasses dont les lignes de rappel sont réunies entre les mains d'un

pêcheur juché sur une sorte de mirador planté dans la baie. Dès que le pêcheur aperçoit sous lui les poissons s'engageant au-dessus des filets, il hâle vivement les lignes qui ferment la nasse, où les poissons sont ainsi retenus.

Ces différents exemples portent donc à rechercher des points culminants, à l'aplomb des épaves ou navires coulés ou immergés, pour bénéficier de la transparence des eaux marines et relever optiquement l'emplacement de ces épaves et navires.

Les aéronautes savent combien les perceptions visuelles des plans hydrographiques sont aisées par temps clair, quand on domine à des altitudes moyennes de 50^m, 100^m, 200^m et 300^m des estuaires maritimes et des fleuves.

En nacelle de ballon militaire (ballon captif —540^{m^3}), l'aérostat ayant été rabattu par le vent à l'aplomb d'un étang, ce qui portait notre observatoire aérien à 50^m au-dessus des eaux, nous percevions distinctement les poissons immobiles au soleil, et distinguions les différences de coloration des herbes aquatiques tapissant les fonds de ces étangs.

Il nous paraît, en nous basant sur les phénomènes naturels étudiés par nous dans cet ordre d'idées, et dont il vient d'être donné quelques exemples, que la reconnaissance des différences des fonds sous-marins, par voie aérienne et ballon monté captif remorqué à l'aide d'un navire, où l'aérostat, maintenu sur son ancre flottante et dirigé par l'intermédiaire de dériveurs immergés de l'ingénieur Hervé, est d'un succès certain par temps clair et soleil : deux facteurs indispensables.

Actuellement l'École d'aérostation de la Marine à Lagoubran procède à des études, avec ballon monté captif, de tentatives de levés hydrographiques.

Toutefois, il ne faut pas oublier qu'un aéorostat présente au vent une surface contre laquelle un effort considérable peut être exercé. On trouve, en effet, que l'action d'un vent d'une vitesse v sur une surface sphérique est approximativement représentée par la formule

$$F = 0{,}0375\frac{\pi}{4}D^2v^2 = 0{,}0375\pi R^2 v^2,$$

et qui peut se mettre sous la forme

$$F = 0{,}12 \times \frac{\pi R^2}{3} \times v^2.$$

En la rapprochant de la formule

$$F' = 0{,}12 A v^2,$$

qui donne l'effort exercé par le vent sur une surface plane A, on voit que l'effort exercé sur la sphère pleine est équivalent à celui que supporterait un petit cercle de rayon égal à $\frac{R\sqrt{3}}{3}$.

La recherche des épaves peut avoir besoin d'être opérée en dépit d'un vent fort (moyenne de 15 à 20 milles à l'heure). Dans ces conditions, l'emploi d'un aérostat monté captif, remorqué par un navire, deviendrait difficile sinon dangereux pour l'aéronaute, quand la vitesse du vent croîtrait au-dessus de la vitesse limite de sécurité : forte brise.

Les progrès accomplis dans la construction des cerfs-volants du type cellulaire autorisent aujourd'hui à confier à ces aéroplaneurs convenablement disposés, amarrés et retenus, un observateur monté dans une nacelle. Le capitaine Baden-Powell en Angleterre, M. Lamson et le lieutenant Wise en Amérique, ont exécuté des essais réussis de ce procédé de sustentation d'un observatoire aérien. Les cerfs-volants présenteraient cet avantage considérable, sur les aérostats captifs, que le vent croissant en force n'aurait pas d'effets perturbateurs sur l'ascension, partant sur l'observation.

Pour atteindre le but proposé par l'étude des moyens les plus pratiques de relèvement aérien optique des objets immergés, il semble, *a priori*, que les cerfs-volants constitueraient l'un de ces moyens. Ils seraient dans tous les cas beaucoup plus économiques et maniables qu'un aérostat.

Une objection se pose : les reconnaissances sous-marines ou sous-aquatiques, par voie aérienne, doivent pouvoir être accomplies aussi bien par calme que par vent. Par calme, les cerfs-volants seraient inutilisables.

Par mer agitée, un observatoire installé sur une mâture de navire, si haute que soit cette mâture, ne peut satisfaire aux conditions cherchées, par cette raison que cette mâture, surtout en ses points extrêmes supérieurs, que devra cependant préférer l'observateur pour s'y tenir, décrirait au roulis et au tangage des mouvements variés d'amplitude, en directions contraires à l'observation, qui deviendrait ainsi nulle ou incommode.

Il se présente un moyen d'une certaine efficacité obviant, pour partie, aux inconvénients précités : ce serait, si l'on emploie un aérostat captif, et que le vent fraîchît au delà de la limite des bonnes conditions d'observation normales, de choquer le câble de retenue à bord du navire remorqueur; — de diminuer la résistance des dériveurs, si ceux-ci sont à la mer; — de dévirer au treuil fixe, afin de laisser gagner sous le vent l'appareil de sustentation, lors de l'arrivée de cet appareil à l'aplomb des points présumés de relèvement optique. Ce cheminement ainsi créé dans le sens d'échappement des filets aériens déterminerait un redressement de l'appareil de sustentation et, pour l'observateur dans la nacelle, un calme fictif très profitable à l'observation.

Il y a lieu d'insister pour que toute observation soit exécutée par rayon visuel vertical du zénith vers le nadir. On atténuerait ainsi, et très sensiblement, les effets de la réfraction.

Les procédés de relèvement optique par voie aérienne des objets immergés dans l'eau méritent d'être perfectionnés. Ils sont, en effet, susceptibles d'intéressantes applications militaires, notamment la surveillance de pose des torpilles fixes, et la vérification de tenue de ces torpilles.

Il est possible aussi qu'on arrive ainsi à découvrir la présence des bateaux sous-marins dont les plongées n'ont pas encore dépassé 15 mètres. De jour, par temps clair, on parviendrait à suivre les incursions secrètes de ces bateaux dans les passes.

Les expériences qui ont été exécutées à multiples reprises pour détruire des ballons captifs montés, en employant le feu de l'artillerie tirant à longue distance, ont été pleinement rassurantes pour les aéronautes. A fortiori si, au lieu d'un aérostat, l'appareil de sustentation était un système de cerfs-volants cellulaires attelés en tandem.

SURFACE EFFICACE, SURFACE NUISIBLE

ET

COEFFICIENTS D'EFFICACITÉ D'UNE HÉLICE,

PAR M. DOYÈRE,
Ingénieur en chef de la Marine,
Directeur de l'arsenal de Fou-Tchéou.

I.

Depuis deux ou trois ans, il semble que l'attention des ingénieurs de la Marine, en divers pays, se soit reportée avec quelque insistance sur la question des hélices. On s'est alors souvenu de mes recherches antérieures, et je me suis permis d'en rappeler moi-même les conclusions à l'Association Technique Maritime, sans en dissimuler les lacunes et les insuffisances. Je demande à y ajouter aujourd'hui quelques développements nouveaux.

Si l'on se reporte au point de départ de mes études, on trouve les expressions suivantes :

Poussée de l'hélice sur son palier,

$$P = f_1(v)\omega^2 H^2 S; \tag{1}$$

Travail de résistance à la rotation de l'hélice dans l'unité de temps,

$$T = \frac{f_2(v)}{k}\omega^3 H^3 S, \tag{2}$$

$f_1(v)$ et $f_2(v)$ étant des fonctions correctrices, de la nature de celles que nous envisagions dans tout le cours de nos études, c'est-à-dire dont les paramètres dépendent des formes de la coque, de celles de l'hélice, etc.

Le travail propulsif étant

$$Pv = v f_1(v)\omega^2 H^2 S,$$

il suit de là que le rendement propulsif de l'ensemble hélice-bateau est

$$r = \frac{\psi(v)}{\omega H}. \tag{3}$$

Mais, d'autre part, dans l'équation (1), dont le second membre représente l'effort propulsif sur les ailes de l'hélice, le premier membre P est égal, une fois le mouvement uniforme établi, à la résistance à la marche de l'ensemble carène-hélice.

C'est dans l'expression de cette résistance qu'intervient l'effet *nuisible* de l'hélice, c'est-à-dire l'accroissement de résistance dû : 1° à sa propre résistance à un déplacement suivant son axe; 2° à la succion qu'elle exerce. Le premier effet peut être admis *grosso modo* comme proportionnel au maître couple de l'hélice, c'est-à-dire à l'aire de sa projection sur un plan transversal, aire que j'ai déjà désignée, dans mes précédentes études, sous le nom de *surface nuisible*, et que je représenterai par Σ. Admettons qu'il en est de même du second effet, ou plutôt représentons la résistance de l'ensemble carène-hélice, en marche à la vitesse v, par une somme de deux termes

$$P = B^2\varphi_1(v) + \Sigma\varphi_2(v) \qquad (B^2 = \text{le maître couple du bateau}),$$

termes positifs et croissant avec v, dont l'un représente la résistance qu'aurait le navire sans hélice à la vitesse v, et le second l'augmentation de résistance due à l'hélice, quelle que soit la cause de cette augmentation.

L'équation (1) devient alors

$$B^2\varphi_1(v) + \Sigma\varphi_1(v) = f_1(v)\omega^2 H^2 S.$$

On tire de là

$$\frac{1}{\omega H} = \frac{\sqrt{S}}{\sqrt{B^2\psi_1(v) + \Sigma\psi_2(v)}};$$

d'où, enfin, en substituant dans l'équation (3)

$$(4) \qquad r = \frac{\sqrt{S}}{\sqrt{B^2\xi_1(v) + \Sigma\xi_2(v)}}.$$

Les fonctions $\xi_1(v)$ et $\xi_2(v)$ doivent être supposées positives pour des valeurs positives de v, mais elles ne sont pas forcément croissantes avec v; elles sont différentes l'une de l'autre, car la loi qui relie la vitesse à la résistance n'est certainement pas la même pour l'hélice et pour le bateau, et il y a, de plus, l'effet de succion.

Cette expression de r donne l'explication de faits aujourd'hui connus, ou du moins admis de façon courante, à savoir :

1° Le rendement propulsif d'une hélice donnée, appliquée à un navire donné, varie avec la vitesse suivant des lois vraisemblablement assez complexes. Il sera maximum ou minimum quand la fonction

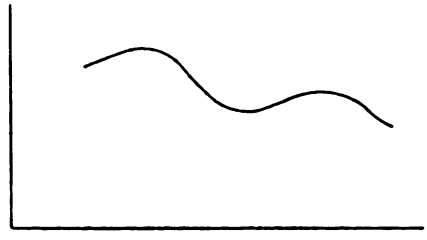
$$B^2\xi_1(v) + \Sigma\xi_2(v)$$

passera par un maximum ou un minimum, c'est-à-dire pour les valeurs de v qui satisferont l'équation

$$B^2\xi_1'(v) + \Sigma\xi_2'(v) = 0.$$

Cette équation en v devant avoir, sous sa forme la plus générale, plusieurs racines, il s'ensuit que la forme la plus générale qu'on doive supposer à la courbe représentant r en fonction de v est analogue à ce que figure le croquis ci-dessous, ce qui est d'accord avec les résultats trouvés pour l'utilisation, soit sur les torpilleurs, soit dans les essais de modèles; et il y aurait

Fig. 1.



ainsi en général, pour un ensemble donné (carène-hélice), une série de vitesses critiques et de vitesses favorables, alternant les unes avec les autres.

La chose n'est cependant point forcée : l'équation en v peut n'avoir qu'une racine, ou même n'en pas avoir du tout; dans le premier cas, la courbe du rendement n'aurait qu'un maximum (ou un minimum); dans le second, le rendement serait constamment croissant ou constamment décroissant. Le jour où l'on se trouverait par hasard en face d'un de ces cas, c'est-à-dire

Fig. 2.

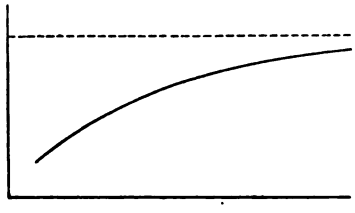
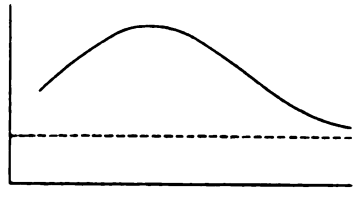


Fig. 3.



d'une courbe telle que (2) ou (3), il ne faudrait donc pas s'étonner outre mesure.

2° Pour une vitesse donnée, c'est-à-dire pour une valeur donnée de v, sur un navire donné, le rendement de l'ensemble carène-hélice croîtrait avec la surface efficace et, *grosso modo*, proportionnellement à la racine carrée de celle-ci, *si l'hélice n'avait pas d'effet nuisible.* Mais le terme $\Sigma\xi_2(v)$ agit en sens inverse pour réduire l'effet utile de S, et il peut se faire, comme nous l'avons montré dès 1888 par l'analyse de faits expérimentaux, qu'un accroissement de S corresponde à une diminution de rendement.

Tout ce qu'on peut espérer (mais sans certitude) de l'inspection de l'équation (4), c'est qu'une modification d'hélice qui augmentera S sans augmenter Σ sera avantageuse. Telle sera, par exemple, une diminution du pas, sans toucher au diamètre et à la fraction de pas moyenne : nous savons, en effet,

que, dans ces conditions, S augmente, tandis que Σ ne change pas, car

$$\Sigma = \frac{\pi D^2 f}{4} \quad \text{(abstraction faite du moyeu).}$$

Cette conclusion cadre avec celle de notre note de 1888.

Mais une égale augmentation de S, due à un accroissement de diamètre (au lieu d'une diminution de pas), sera moins avantageuse, car Σ augmente proportionnellement à D^2. C'est également conforme à nos conclusions de 1888.

Supposons maintenant qu'on multiplie par λ la largeur de l'aile en ses différents points, sans changer le diamètre ni le pas. Dans ces conditions, S et Σ augmentent proportionnellement à λ, en sorte qu'on a

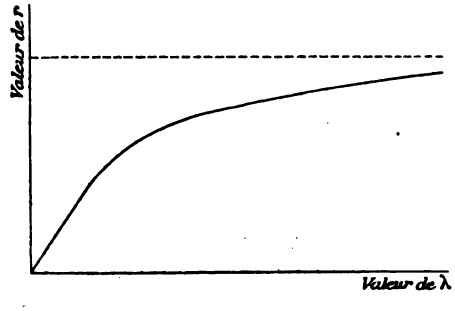
$$r = \sqrt{\frac{S\lambda}{B^2\xi_1(v) - \Sigma\xi_2(v)\lambda}}.$$

Si l'on suppose, en première approximation, $\xi_1(v)$ et $\xi_2(v)$ indépendants de λ, on trouve que, pour une vitesse donnée, r augmente constamment avec λ, d'où *avantage des grandes fractions de pas*. La valeur de r, en fonction de λ, tend asymptotiquement vers

$$r_m = \sqrt{\frac{S}{\Sigma\xi_2(v)}}.$$

Mais la courbe du rendement r en fonction de λ étant de la forme que représente la figure 4 ci-dessous, il est vraisemblable qu'à partir d'une certaine

Fig. 4.



limite de λ on ne gagnerait pratiquement plus rien à augmenter cet élément, et que même on perdrait à cause de l'augmentation de frottement sur les ailes, circonstance dont nos équations ne tiennent aucun compte.

D'une façon générale et avec le même degré d'approximation, nous pouvons dire un peu plus. La valeur de r peut s'écrire

$$r = \sqrt{\frac{1}{\frac{B^2}{S}\xi_1(v) + \frac{\Sigma}{S}\xi_2(v)}}.$$

Adoptons les notations et désignations suivantes :

$$\frac{S}{\Sigma} = \mu = \text{coefficient d'efficacité } \textit{propre} \text{ de l'hélice,}$$

$$\frac{S}{B^2} = \varepsilon = \text{coefficient d'efficacité } \textit{relative} \text{ de l'hélice}$$

nous aurons alors :

Rendement maximum pour une vitesse v correspondant à $\varepsilon = \infty$ $\left\{ r_m = \sqrt{\frac{\mu}{\xi_2(v)}}. \right.$

Rendement pour la même vitesse v, avec une hélice ayant une valeur finie de ε

$$r = \sqrt{\frac{r_m^2}{1 + \frac{r_m^2}{\varepsilon}\xi_1(v)}},$$

$$\text{ou } r = \sqrt{\frac{1}{\frac{\xi_1(v)}{\varepsilon} + \frac{\xi_2(v)}{\mu}}}.$$

Ces relations peuvent se traduire ainsi :

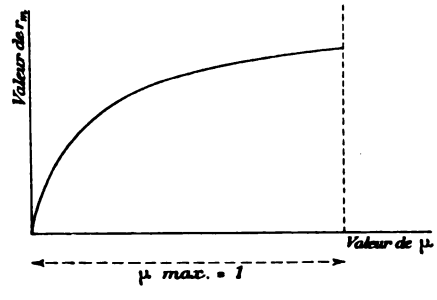
1° Le rendement maximum, *pour une vitesse donnée,* n'est possible qu'avec une hélice ayant un coefficient d'efficacité *relative* infini, donc pratiquement irréalisable; sa valeur ne dépend que du coefficient d'efficacité *propre* μ de l'hélice, et est indépendante de B^2.

La courbe qui représente r_m en fonction de μ, savoir

$$r_m^2 = \frac{\mu}{\xi_2(v)},$$

est [lorsqu'on suppose $\xi_2(v)$ indépendant des dimensions de l'hélice] une fraction de parabole tangente à l'axe des r_m, limitée à l'abscisse $\mu = 1$: il est

Fig. 5.



facile de se rendre compte, en effet, que le coefficient μ est une fraction plus petite que l'unité et qui, même d'une hélice à une autre, varie dans des limites peu étendues, de 0,50 à 0,75, et même, avec les limites habituelles du rapport $\frac{H}{D}$, de 0,50 à 0,70. Dans ces conditions, la valeur de r_m varierait de $\frac{0,707}{\sqrt{\xi_2(v)}}$ à $\frac{0,836}{\sqrt{\xi_2(v)}}$, c'est-à-dire dans le rapport de 1 à 1,18.

2° Mais avec une hélice de surface efficace finie le rendement, *pour une vitesse donnée,* se rapproche d'autant plus du rendement maximum correspondant à la même vitesse que le coefficient d'efficacité relative de l'hélice est plus grand.

3° De deux hélices ayant même coefficient propre, celle qui a le plus grand coefficient relatif a des chances de donner le meilleur rendement; inversement, de deux hélices ayant même coefficient relatif, celle qui a le plus grand coefficient propre a des chances d'être meilleure.

4° En fin de compte, *pour une vitesse donnée,* deux hélices appliquées au même navire auraient le même rendement, si elles avaient simultanément même coefficient d'efficacité relative et même coefficient d'efficacité propre. Mais ni l'une ni l'autre de ces deux conditions ne suffit. En revanche, leur concordance, qui est une condition suffisante, n'est pas nécessaire, puisqu'il suffit qu'on ait

$$\frac{\xi_1(v)}{\varepsilon} + \frac{\xi_2(v)}{\mu} = \frac{\xi_1(v)}{\varepsilon'} + \frac{\xi_2(v)}{\mu'},$$

[$\xi_1(v)$ et $\xi_2(v)$ nous étant d'ailleurs inconnus].

En somme, il y aurait ainsi deux caractéristiques à envisager dans une hélice agissant sur un bateau, savoir :

D'une part, le coefficient d'efficacité propre μ, qui est la caractéristique de la valeur propre de l'hélice considérée isolément;

D'autre part, le coefficient d'efficacité relative ε, qui est la caractéristique de sa puissance propulsive, comparée à la résistance du navire auquel elle est attachée. Les deux éléments sont inséparables. Mais, tandis que la valeur de μ varie dans des proportions relativement restreintes (de 0,50 à 0,70), on trouve, au contraire, dans les valeurs de ε, des variations du simple au double. Il semble donc que *le point important serait, non pas la valeur propre que l'hélice considérée isolément doit au rapport de ses éléments entre eux, mais plutôt une bonne adaptation de l'hélice à la coque qu'elle actionne, et, en particulier, un grand rapport de surface efficace au maître couple.*

Je me permets, à ce sujet, de faire la remarque suivante. Au Congrès de 1900, M. l'Inspecteur général du Génie maritime Eynaud, commentant mon Mémoire sur les essais du *Mékong,* a dit : « Les bons résultats obtenus, M. Doyère les attribue aux hélices; moi, je les attribue à la forme de son bateau. » Il se peut que M. l'Inspecteur général ait raison; mais il n'est pas tout à fait exact de dire que j'attribue les résultats *aux hélices,* comme si je les rapportais aux formes mêmes de celles-ci considérées isolément. J'attribue, en réalité, le succès à ce fait que l'emploi de quatre hélices permet de donner à ce propulseur multiple une surface efficace totale considérable, *par rapport aux dimensions de la coque qu'il actionne.* Intrinsèquement parlant, les hélices du *Mékong* ne sont probablement pas bonnes, et je ne donnerais pas l'une de ces hélices comme propulseur à un canot de 8^{m},85 par exemple; les conditions de puissance et de nombre de tours que je m'étais imposées m'ont amené, en effet, à une forme qui correspond à un coefficient d'efficacité propre très faible (μ = 0,459). Mais, en revanche, le coefficient

d'efficacité relative $\varepsilon = \frac{S}{\left(\frac{B_2}{4}\right)} = 0,0779$: ce chiffre est considérable, comparé à ce qu'il eût été possible d'obtenir avec une ou deux hélices seulement, sur un bateau d'aussi faible tirant d'eau ayant $4^{m^2},35$ de B^2. La valeur de ε atteint et dépasse ce qu'on a réalisé sur de grands croiseurs, tels que

Duguay-Trouin	où	$\varepsilon = 0,064$
Bayard		$\varepsilon = 0,066$
Duquesne (1re hélice)		$\varepsilon = 0,067$
Sfax (2e hélice)		$\varepsilon = 0,074$

Mais revenons aux conclusions précédentes (1° à 4°). Elles conduisent à une observation qui n'est pas sans intérêt, et qui a, du reste, croyons-nous, été formulée déjà par M. Drzewiecki. C'est que, lorsqu'on calcule une hélice pour réaliser des valeurs données de F et de N, si l'on se trompe sur la résistance à la rotation du propulseur, il est préférable de pécher par excès de résistance plutôt que par défaut.

Il y a à cela plusieurs raisons :

1° Si, malgré l'excès de résistance, qui ne permet pas d'atteindre la puissance F, on a néanmoins l'heureuse fortune de réaliser la vitesse requise, on peut se dispenser de remplacer l'hélice, puisque, avec une moindre dépense de force et *une moindre fatigue de la machine*, on a obtenu la seule chose qui fût, en fin de compte, imposée.

2° Veut-on néanmoins retoucher l'hélice? Si elle est trop résistante, on tordra l'aile, ce qui aura pour effet d'augmenter ε sans changer μ et, par conséquent, donnera des chances d'augmenter le rendement. Au contraire, si l'hélice n'est pas assez résistante, on sera obligé de la détordre pour augmenter le pas; en ce faisant, on diminuera ε sans augmenter μ, par conséquent on courra le risque de diminuer plutôt le rendement.

3° Un procédé qui permettrait de réduire la résistance d'une hélice, sans diminuer sensiblement sa valeur propulsive, consiste à grossir le moyeu, car on supprime une fraction de l'aile, qui résiste assez notablement à la rotation, et qui n'influe pour ainsi dire en rien sur la surface efficace. Sur une hélice déjà construite, ce moyen ne serait sans doute pas toujours impossible à appliquer. En tout cas, il est à remarquer que beaucoup d'hélices étrangères, anglaises et américaines, ont des moyeux énormes comparés à ceux des nôtres (*voir* à ce sujet le *Rapport de Mission en Amérique* de M. Bertin).

Il est d'ailleurs de toute nécessité d'apporter à tout ce qui précède les mêmes restrictions que nous avons faites ci-dessus à propos de la fraction de pas, d'abord en raison du frottement sur les ailes, ensuite et surtout parce que les fonctions $\xi_1(\varphi)$ et $\xi_2(\varphi)$ ont des paramètres qui dépendent vraisemblablement des éléments mêmes de l'hélice.

On pourra tenir compte des indications précédentes, à défaut de mieux,

mais sans leur attribuer une valeur absolue, car, *ainsi que je n'ai jamais cessé de le montrer* dans tout le cours de mes études, *on ne peut pas, dans l'état actuel de la science, séparer théoriquement l'hélice de la coque*, et l'expérience pourrait fournir, sur les fonctions correctrices qui entrent dans toutes les formules, les renseignements susceptibles de transformer en certitudes les probabilités plus ou moins vagues dont on est aujourd'hui forcé de se contenter.

Je ferai seulement remarquer, en passant, que les développements nouveaux, que je viens de donner sur l'action nuisible de l'hélice, n'infirment point ce que j'ai écrit autrefois sur les hélices multiples. En effet, remplacer une hélice par deux ou trois autres géométriquement semblables laisse subsister pour chacune de celles-ci la valeur μ de l'hélice unique, mais cela permet d'augmenter très notablement ε, d'où augmentation de r. Évidemment ceci peut être détruit par suite de l'altération des coefficients des fonctions $\xi_1(v)$ et $\xi_2(v)$, mais je ne crois pas que, à l'heure actuelle, personne soit en droit de l'affirmer, et je ne cesserai de répéter, jusqu'à démonstration du contraire, ce que j'ai écrit en 1889 : « S'il y a deux effets de sens inverse, l'expérience seule peut établir quel est celui qui reste prépondérant; quelle est, d'autre part, l'influence de la surface nuisible, et, s'il reste un bénéfice, quelle est l'importance de l'économie réalisée sur la puissance. »

Quoi qu'il en soit, il nous paraîtrait intéressant de connaître, pour un grand nombre d'hélices, les valeurs des deux coefficients d'efficacité. Ce calcul est des plus simples, et n'exige pas une heure. Il suffit de tracer la surface S comme je l'ai indiqué dans mes premières notes. Quant à Σ, elle est toute tracée sur le plan même de l'hélice, puisque c'est l'aire de la projection transversale des ailes. Mais on peut l'exprimer plus simplement encore, en appelant f la fraction de pas moyenne totale de l'hélice (mesurée sur l'ensemble de la longueur de l'aile, et non sur les deux tiers, comme on le fait quelquefois); on a, abstraction faite du moyeu,

$$\Sigma = \frac{\pi D^2}{4} f.$$

Donc

$$\text{Coefficient d'efficacité propre } \mu = \frac{4S}{\pi D^2 f},$$

et

$$\text{Coefficient d'efficacité relative } \varepsilon = \frac{S}{B^2},$$

et tout se réduit au calcul infiniment simple de S.

Nota. — Il va sans dire que, s'il y a n hélices, il faut remplacer B^2 par $\frac{B^2}{n}$.

Pour donner une idée de la valeur des quantités μ et ε, nous joignons

à cette note un tableau de ces valeurs pour un certain nombre d'hélices, dont il a été question dans nos notes antérieures, et pour quelques autres.

II.

Un cas particulièrement intéressant est celui de l'hélice à fraction de pas constante, et à pas constant. Il est alors facile de calculer analytiquement les valeurs de μ et de ε. On trouve les résultats suivants.

Le coefficient μ ne dépend que du rapport $\frac{H}{D}$; en désignant celui-ci par m, on trouve

$$\mu = 1 - \frac{m^2}{\pi^2} \log \text{nép} \left(1 + \frac{\pi^2}{m^2}\right),$$

ou mieux, en désignant par a le rapport $\frac{H}{\pi D} = \frac{m}{\pi}$:

$$\mu = 1 - 2,30\, a^2 \log \left(1 + \frac{1}{a^2}\right);$$

par suite

$$\varepsilon = \mu \Sigma = \frac{f \pi D^2}{4} \mu.$$

Cela étant, nous avons calculé, pour différentes valeurs de m (ou de a), les valeurs de μ, de façon à former un barème.

Ayant alors une hélice à fraction de pas constante, dont les éléments déterminatifs sont D, H et f, on calculera $m = \frac{H}{D}$, ou $a = \frac{H}{\pi D}$.

Le barème donnera μ. On calculera alors

$$\Sigma = \frac{f \pi D^2}{4},$$

et par suite

$$S = \Sigma \mu.$$

Par exemple : soit une hélice à fraction de pas constante, ayant $D = 4^m,00$, $H = 5^m,00$, $f = 0,25$. Trouver S, Σ et μ.

On a

$$m = \frac{H}{D} = 1,25.$$

Le barème ci-dessous donne, par interpolation entre $m = 1,20$ et $m = 1,30$,

$$\mu = 0,683;$$

On a, d'autre part,

$$\Sigma = \frac{f \pi D^2}{4} = 3^{mq},142,$$

d'où

$$S = \Sigma \mu = 2,146.$$

Voici le barème en question :

HÉLICE A FRACTION DE PAS CONSTANTE ET A PAS CONSTANT.

Valeurs de μ $\left[\mu = 1 - 2,30\, a^2 \log\left(1 + \frac{1}{a^2}\right)\right]$

$\left(\text{ces valeurs ne dépendent que du rapport } m = \frac{H}{D} \text{ ou } a = \frac{H}{\pi D}\right)$.

pour $m =$	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60
pour $a =$	0,255	0,286	0,318	0,350	0,382	0,414	0,446	0,478	0,510
on trouve $\mu =$	0,818	0,785	0,759	0,727	0,695	0,671	0,644	0,617	0,590

pour $m =$	1,70	1,80	1,90	2,00	Surface nuisible...	$\Sigma = f\frac{\pi D^2}{4}$
pour $a =$	0,541	0,572	0,604	0,636		
on trouve $\mu =$	0,565	0,539	0,518	0,498	Surface efficace....	$S = \Sigma\mu$

III.

J'arrive maintenant à une délicate question, que M. l'ingénieur Brosser, au nom des *praticiens*, a posée en ces termes au Congrès de 1900 :

« Peut-on déterminer le meilleur propulseur, devant imprimer une vitesse V, à N tours, à un bateau de déplacement et de formes déterminés? Voilà le problème. »

« Il faut, ajoute M. Brosser, une règle *pratique!* »

Si, par règle *pratique*, il faut entendre une loi ou une formule, qui puisse s'énoncer en quatre lignes, je réponds à la question : « Non! »

Mais cela n'est pas particulier à l'étude des hélices. On ne peut pas davantage, en quelques lignes, dire au *praticien* quelle est la forme de carène la moins résistante à la marche, quel est le bateau le plus stable, quelle est la machine la plus économique, quelle est la meilleure chaudière, etc. Ce ne sont pas là des sujets d'aide-mémoire. Est-ce une raison pour que l'ingénieur et même le constructeur n'étudient in la résistance des carènes, ni la stabilité, ni les machines, ni les chaudières? Non, si le résultat qu'on peut espérer vaut la peine de faire cette étude.

Or, de même qu'on passe bien plusieurs jours à faire les calculs de stabilité d'un navire, de même je crois que si, par quelques heures de calculs et de tracés graphiques relatifs aux hélices, on réalisait un bénéfice de 2 à 3 pour 100 sur l'utilisation d'un bateau, le résultat en vaudrait la peine [1], et le *praticien* n'aurait perdu ni son temps ni son argent.

---

[1] J'ai montré, dans une note qui a eu l'honneur d'être insérée dans la *Revue maritime* (février 1901), qu'un bénéfice de 3 pour 100 sur l'utilisation d'un croiseur de 8000 tonnes représente une économie qui équivaut au prix de quatre torpilleurs.

M. Normand, de son côté, assure qu'il y a des bateaux à qui un simple changement d'hélice ferait gagner un nœud de vitesse.

Enfin, on peut rappeler que, sur un des premiers contre-torpilleurs anglais à 30 nœuds, où l'on a essayé 19 hélices successives, on a réalisé ainsi un gain de vitesse de 2n,7.

Venons donc au problème ci-dessus formulé.

Peut-être y a-t-il lieu tout d'abord de se demander s'il est bien posé, et si le *praticien* pur le formulerait ainsi.

Pourquoi, en effet, se donner *a priori* le nombre de tours N de la machine? Le praticien ne demande qu'une chose; c'est que, sur un bateau donné, on lui fournisse la vitesse V au moindre coût possible, c'est-à-dire avec le moins de chevaux possible. Mais il n'imposera pas, en général, un nombre de tours déterminé, et il aura raison.

Sans aller, en effet, jusqu'à se demander « ce qui arriverait si l'on donnait comme moteur à un cuirassé l'appareil et le propulseur d'un torpilleur » (question qui préoccupe cependant des hommes comme M. Bertin) (1), il n'est certainement pas déraisonnable d'admettre que, sur tel croiseur, où l'on s'est assigné arbitrairement 140 tours par exemple, on aurait pu tout aussi bien se donner *a priori* 150 ou 130; qu'avec ce dernier chiffre, le poids par cheval de la machine eût été un peu plus grand, mais qu'on eût peut-être réalisé une meilleure utilisation, compensant l'augmentation de poids du moteur par une diminution de puissance et de consommation à la vitesse V.

En somme, *s'assigner d'avance un nombre de tours absolument déterminé, c'est peut-être se placer de soi-même sans nécessité dans des conditions qui ne permettront pas de réaliser un bon propulseur.*

Si la théorie de la propulsion était connue, le choix du nombre de tours de la machine, au moins entre certaines limites, devrait faire partie de l'étude d'ensemble hélice-bateau. Du moins sera-t-il toujours raisonnable d'essayer plusieurs solutions correspondant à des nombres de tours différents, et de balancer ensuite leurs inconvénients respectifs.

Cette restriction faite, revenons à la question.

Nous voulons atteindre une vitesse donnée. Il nous faudra pour cela une force F, dont la valeur dépend de l'hélice, mais surtout de la grandeur et des formes de la coque, en sorte que, par la comparaison avec des bateaux analogues, nous avons une première approximation de la valeur de F qui nous donnera V, ou du moins une vitesse voisine de V, un peu plus, un peu moins.

Ayant F, et nous assignant une première valeur de N, nous avons dès lors, entre les éléments du propulseur qu'on peut donner au navire pour réaliser simultanément F et N, une première relation que nous avons établie en 1889 (voir *Mémorial du Génie maritime*, 3e livr., 1889), et rappelée l'année dernière (voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, n° 12). Cette relation est

$$\frac{N}{\sqrt[3]{F}} = A\left(1 - 0{,}012\,\frac{B^2}{n\,D^2}\right)\frac{1 + 0{,}78\,\lambda}{H\sqrt[3]{S}}.$$

(1) Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, n° 10, session de 1899, p. XLI.

Le premier membre de cette équation est connu. A varie peu d'un navire à l'autre, et nous avons indiqué ses valeurs moyennes suivant les cas. Il résulte de là l'équation

$$\left(1 - 0{,}042\frac{B^2}{D^2}\right)\frac{1 + 0{,}78\lambda^2}{H\sqrt[3]{S_1^3}} = C.$$

Une infinité d'hélices satisfont à cette équation. On en tracera une première par tâtonnement (¹); de cette première, il sera facile de déduire, par modifications successives des divers éléments, une série d'autres. Pour chacune d'elles, on calculera les coefficients d'efficacité ε et μ; de préférence, on adoptera celle qui aurait à la fois le plus grand ε et le plus grand μ, ou, à égalité de l'un, la plus grande valeur de l'autre. On recommencera pour d'autres valeurs de N, si d'autres valeurs de N sont jugées possibles au point de vue du fonctionnement de la machine; et l'on choisira entre les diverses solutions.

Ceci n'est qu'une indication vague, je ne la garantis pas certaine; j'ajouterai même qu'il faudrait s'en méfier, si elle conduisait à des formes ou à des proportions d'hélices par trop différentes de celles que l'expérience a fait juger bonnes sur des navires construits. Mais j'estime que cette indication vaut mieux que rien; en particulier, elle pourra, dans certains cas, inciter à se méfier d'un changement d'hélice qui aurait pour effet de diminuer à la fois notablement les deux coefficients d'efficacité. Je n'oserais affirmer qu'un tel changement sera mauvais; mais il y a, à mon avis, bien des chances pour qu'il ne soit pas bon.

Ce qui précède est un essai de réponse à la question de M. Brosser : cette réponse est modeste; elle est longue; elle n'est ni complète, ni affirmative, ni simple. Mais je ne sais rien de mieux, et je ne puis que laisser la parole à de plus habiles, qui, je le crains d'ailleurs, ne diront pas grand'chose de plus sûr, tant qu'on n'aura pas entrepris les expériences que tout le monde réclame depuis si longtemps.

(¹) Ce tâtonnement du début peut être réduit, en se servant de la formule approximative suivante, qui détermine grossièrement $\frac{N}{\sqrt[3]{F}}$ pour des hélices à quatre ailes ayant une fraction de pas de 0,25 :

$$\frac{N}{\sqrt[3]{F}} = 62\sqrt[3]{\frac{m^2 - 2{,}50}{m^3 D^2}} \qquad \left(m = \frac{H}{D}\right).$$

ÉLÉMENTS DE DIVERSES HÉLICES (4 AILES ET 3 AILES).

Désignation de l'hélice.	B² du navire.	Diamètre de l'hélice D.	Pas H.	Fraction de pas f.	Surface efficace totale S.	Surface nuisible $\Sigma = \frac{f\pi D^2}{4}$.	Coefficient d'efficacité relative $\varepsilon = \frac{S}{B^2}$.	Coefficient d'efficacité propre $\mu = \frac{S}{\Sigma}$.
Canot de 8m,85 (*Mémorial* 1876).								
	m²	m	m		m²	m²		
élice.....	1,05	0,695	0,912	0,384	0,0976	0,1457	0,0930	0,670
élice.....	1,03	0,750	0,700	0,400	0,1374	0,1767	0,1334	0,778
Canot de 10m (*Mémorial* 1876).								
élice.....	1,18	0,800	0,850	0,400	0,1485	0,2010	0,1258	0,738
élice.....	1,28	0,850	0,714	0,400	0,1839	0,2270	0,1437	0,810
Torpilleur 9.								
élice.....	1,87	1,74	1,74	0,144	0,220	0,3424	0,1177	0,643
élice.....	1,87	1,37	1,81	0,371	0,297	0,5469	0,1588	0,543
Hirondelle.								
élice.....	23,00	2,97	5,00	0,34	1,066	2,355	0,0420	0,453
élice.....	23,23	2,92	3,90	0,35	1,372	2,345	0,0590	0,584
Torpilleur 32.								
élice.....	»	1,29	1,55	0,128	0,0874	0,1672	»	0,523
élice.....	»	1,19	1,81	0,124	0,0638	0,1379	»	0,463
Duquesne.								
élice.....	76,00	6,10	7,02	0,300	4,538	8,766	0,0597	0,518
élice.....	76,00	5,60	7,70	0,308	3,069	7,586	0,0404	0,405
Sfax.								
élice (4 ailes).....	$\frac{76,00}{2}$	5,36	6,32	0,300	3,921	6,768	0,1032	0,579
élice (3 ailes).....	$\frac{76,00}{2}$	5,30	6,00	0,210	2,868	4,633	0,0754	0,618
Dupuy-de-Lôme.								
ices ales. 1re disposition...	$\frac{90,00}{3}$	4,41	5,07	0,215	»	3,283	»	»
2e » ...	»	4,21	5,07	0,215	»	2,993	»	»
3e » ...	»	4,00	5,07	0,215	1,748	2,702	0,0583	0,647
4e » ...	»	4,00	5,00	0,215	1,822	2,702	0,0607	0,674
lice rale.. 1re » ...	»	4,21	5,38	0,245	»	3,410	»	»
2e » ...	»	4,05	5,38	0,245	»	3,156	»	»
3e » ...	»	3,80	5,38	0,245	»	2,778	»	»
4e » ...	»	4,10	4,80	0,210	2,100	2,772	0,0700	0,757

Désignation de l'hélice.	B^2 du navire.	Diamètre de l'hélice D.	Pas H.	Fraction de pas f.	Surface efficace totale S.	Surface nuisible $\Sigma = \frac{f\pi D^2}{4}$.	Coefficient d'efficacité relative $\varepsilon = \frac{S}{B^2}$.	Coefficient d'efficacité propre $\mu = \frac{S}{\Sigma}$
				Indomptable et *Terrible*.				
	$\frac{118,00}{2}$ m²	4,70 m	5,70 m	»	3,220 m²	» m²	0,0546	»
				Milan.				
	$\frac{27,00}{2}$	3,61	3,87	»	1,602	»	0,1186	»
				Chasseloup-Laubat.				
	$\frac{64,75}{2}$	4,70	5,04	0,273	2,683	4,736	0,0829	0,566
				Bugeaud.				
	$\frac{64,75}{2}$	4,40	5,10	0,381	3,308	5,791	0,1022	0,571
				Deutschland (1) (*Hamburg-American-Line*).				
	Approximatif au tirant d'eau. 29 pieds. $\frac{170,00}{2}$	6,80	10,80	0,390	5,728	11,619	0,0674	0,493
				Cassini.				
	$\frac{18,62}{2}$	2,60	2,90	0,416	0,757	1,104	0,0813	0,685
				D'Iberville.				
	$\frac{17,42}{2}$	2,30	2,64	0,552	0,840	1,146	0,0964	0,739
				Alger.				
	$\frac{61,67}{2}$	4,60	5,52	0,336	3,115	5,584	0,1007	0,558
				Isly.				
lice.....	$\frac{60,00}{2}$	4,60	5,00	0,304	2,775	5,052	0,0945	0,549
lice.....	$\frac{60,00}{2}$	4,30	5,25	0,350	2,685	5,082	0,0895	0,528

(1) Le *Deutschland*, avec 36000^{chx}, a fait 23^n,36, ce qui correspondrait à $m = 3,93$. D'après les lois de la similitude mécanique, cette vitesse correspond à 19^n,50 pour un bateau de 8000^{tx}, et à 18^n,63 pour un bateau de 6000^{tx} semblable au *Deutschland*.

Les chiffres de ce tableau montrent que l'observation des règles approximatives posées précédemment eût évité quelques opérations malheureuses, telles que :

1° Le remplacement de l'hélice du torpilleur 32 par une autre ayant à la fois une surface efficace plus faible et un coefficient μ notablement réduit; l'expérience a, en effet, prouvé l'insuffisance de la deuxième hélice.

2° Le remplacement de l'hélice primitive du *Duquesne* par une autre considérablement inférieure, à la fois comme coefficient d'efficacité propre et comme coefficient d'efficacité relative; l'expérience a également démontré l'infériorité du second propulseur.

3° Le remplacement de l'hélice primitive du *Sfax* par une seconde, qui, avec un μ à peine supérieur, a un coefficient d'efficacité relative inférieur de 30 pour 100 à celui de la première. Nous avions, à cette époque, annoncé officiellement à l'avance que le remplacement en question donnerait de mauvais résultats; l'expérience justifia ces prévisions, et l'on remit en place l'hélice primitive. Celle-ci était remarquable d'ailleurs par une surface efficace relativement énorme, et qui n'avait de comparable alors que celle de l'hélice du *Milan*.

4° Pour le *Dupuy-de-Lôme*, ne possédant pas le plan des premières hélices, nous n'avons pu déterminer leur surface efficace; mais il est évident que la marche suivie pour diminuer la résistance des propulseurs ne pouvait que donner les plus mauvais résultats. En effet, en réduisant d'abord de 40^{cm} leur diamètre, sans toucher au pas et à la fraction de pas, on réduisait dans des proportions *énormes* le coefficient d'efficacité relative, sans changer notablement le coefficient propre. La troisième modification était mieux conçue. Mais il n'en reste pas moins vrai que, tandis que l'adoption de trois hélices au lieu de deux aurait dû, toutes choses égales d'ailleurs, permettre de réaliser de grandes surfaces efficaces relatives, il se trouve que, en fin de compte, les hélices latérales du *Dupuy-de-Lôme* ont un coefficient d'efficacité relative comparable avec ce qu'on avait sur les anciens bateaux à une seule hélice (*Hirondelle* et *Duquesne*). L'hélice centrale est meilleure, à la fois, par ses deux coefficients, mais bien loin encore des hélices du *Sfax!* On s'explique dès lors les résultats trouvés (voir *Mémorial du Génie maritime*, 1896, 5e liv., p. 667), à savoir : perte de 10 pour 100 sur le rendement en passant de la première hélice à la dernière, de 7 pour 100 en passant de la deuxième hélice à la quatrième, et l'on comprend que la Commission d'essais du navire ait manifesté ses regrets au sujet de ces remplacements malheureux.

On voit également combien on aurait tort de conclure, des essais du *Dupuy-de-Lôme*, à l'infériorité ou du moins à la non-supériorité de la triple hélice : il n'est pas surprenant, en effet, que les trois hélices du *Dupuy-de-Lôme* ne soient pas meilleures que deux ou même qu'une seule, puisqu'elles ne font, au total, que la surface propulsive d'un ancien bateau à une hélice.

La modification du premier propulseur aurait dû surtout porter sur le pas. En le remplaçant par un autre ayant même diamètre, même fraction de pas et un pas de $4^m,60$ à $4^m,70$ au lieu de $5^m,07$, on fût arrivé très près de la résistance prévue, et, au lieu de réduire le coefficient d'efficacité relative, on l'eût augmenté sans changer l'autre. Or le rapport $\frac{H}{D}$ correspondant à $H = 4^m,60$ ou $4^m,70$ eût encore été de 1,045 ou 1,068, chiffres très voisins de ceux du *Milan*, et qu'il n'y avait, par conséquent, aucune raison *a priori* de ne pas adopter, puisqu'on avait comme exemple de *très bonnes* hélices. Ces pas correspondaient d'ailleurs encore (pour 140 tours et 20 nœuds) à des reculs de 4,2 ou de 6,3 pour 100, chiffres parfaitement vraisemblables, puisque le *Sfax* a eu des reculs négatifs, et *d'ailleurs les hélices primitives du* Dupuy-de-Lôme *donnaient des reculs de* 5 *à* 6 *pour* 100.

5° La comparaison du *Cassini* et du *d'Iberville* est intéressante. Ces navires ont donné, comme utilisation, les résultats suivants :

	B².	V.	M.
	m^2	n	
d'Iberville	17,42	21,42	3,21
Cassini.....	18,62	20,83	3,11

La différence des résultats obtenus a été expliquée par des différences de formes des coques. C'est possible. Mais il est à remarquer que les hélices aussi sont très différentes. Celles du *d'Iberville* ont un coefficient μ plus grand que celles du *Cassini*, et un coefficient d'efficacité relative qui est à celui du *Cassini* comme 1,19 est à 1. Si l'on admet *grosso modo* la proportionnalité de M aux racines sixièmes des surfaces efficaces, il s'ensuit que l'utilisation du *d'Iberville* serait à celle du *Cassini* comme 1,0294 est à 1. Or le rapport expérimental est

$$\frac{3,21}{3,11} = 1,032.$$

6° La comparaison entre l'*Alger* et l'*Isly* montre une supériorité notable des hélices du premier sur celles du second $\left(\text{rapport avec la dernière de l'}Isly : \frac{\varepsilon'}{\varepsilon} = 1,125,\ \frac{\mu'}{\mu} = 1,057\right)$.

La différence ne suffit pas cependant pour expliquer la supériorité énorme d'utilisation de l'*Alger* $\left(\frac{3,86}{3,54} = 1,087\right)$, et il faut certainement en attribuer la plus grande part aux formes de la carène. Entre les hélices primitives et les hélices définitives de l'*Isly*, les chiffres du tableau indiqueraient une légère supériorité des premières, tandis que l'expérience a montré une légère supériorité des secondes, mais n'atteignant pas 1 pour 100 sur l'utilisation, et pouvant peut-être être attribuée à des conditions différentes d'essai, et, en particulier, à l'état de la mer, qui est indiquée comme *très belle* dans

l'essai à grande vitesse, avec les secondes hélices, et comme *assez belle* seulement dans l'essai à grande vitesse avec les premières. Je dois dire, du reste, que mes calculs relatifs à ces deux hélices ne sont qu'approximatifs : je n'en ai pas les tracés, et me suis basé sur les chiffres donnés au *Mémorial*, mais les fractions de pas entre le moyeu et le milieu du rayon n'y sont pas indiquées. On ne saurait croire combien il est difficile de trouver, à propos des hélices, des indications comparables. Tantôt on donne la surface développée et point les fractions de pas, tantôt on n'indique celles-ci que pour l'extrémité de l'aile, comme si la partie voisine du moyeu n'avait pas son importance, non pas pour la propulsion, mais pour la résistance à la rotation de l'hélice. Quelquefois même, les rapports des Commissions d'essais indiquent les dimensions des plus insignifiants organes des machines et des appareils auxiliaires, mais le diamètre et le pas de l'hélice ne sont même pas rappelés.

7° Le tableau montre encore que les hélices de nos navires modernes à grande vitesse sont souvent de proportions plutôt petites relativement aux bateaux qu'elles actionnent. Cela tient à l'allure rapide adoptée pour les machines. Il y a lieu de se demander, comme nous l'avons fait précédemment, si, en adoptant des machines à allure plus lente, on ne regagnerait pas, par l'économie de puissance et de combustible, ce que l'on perdrait sur le poids de l'appareil moteur.

Admettons, par exemple, que l'on eût pu donner au *Dupuy-de-Lôme* des hélices géométriquement semblables à celles du *Sfax*, et ayant la même surface efficace relative (en adoptant, bien entendu, une machine appropriée). Les dimensions de ces hélices eussent été : $D = 4^m,89$; $H = 5^m,77$; même fraction de pas. Leur nombre de tours, pour 4412^{chx}, eût été de 96 environ. Je ne crois pas qu'il eût été impossible *a priori* de donner ces hélices au *Dupuy-de-Lôme*, en reportant au besoin les arbres des machines latérales un peu plus loin du plan diamétral du navire. *Grosso modo*, le coefficient d'utilisation, qui a été de 3,71 à la vitesse de $19^n,73$, eût augmenté dans le rapport des racines sixièmes des surfaces efficaces, et fût devenu

$$M = 3,71 \sqrt[6]{\frac{0,108}{0,060}} = 4,09.$$

Considérons ce chiffre comme exagéré [1], et supposons qu'on n'eût gagné que la moitié de ce bénéfice théorique, c'est-à-dire admettons

$$M = \frac{3,71 + 4,09}{2} = 3,90.$$

---

[1] Bien qu'il ne dépasse pas ce qui a été réalisé à des vitesses égales ou supérieures sur des bateaux qui ne sont pas plus fins que le *Dupuy-de-Lôme*, par exemple : le *Philadelphia* (4,07 à $19^n,68$), le *New-York* (4,09 à 21^n), le *Hohenzollern* (4,11 à $21^n,53$), etc.

Il s'ensuit que la vitesse de $19^{n},73$, qui, pour $B^2 = 87^{mq},63$, a été réalisée avec 12783^{chx} pour la machine principale, et 13186^{chx} au total, n'en eût exigé que 11350 (machine principale), 11700 au total.

Il est vrai que le nombre de tours des hélices réalisant cette condition n'eût pas dépassé 93; donc le poids par cheval de la machine (seule) eût augmenté sensiblement dans le rapport inverse des nombres de tours. Il est, sur le *Dupuy-de-Lôme,* de 38^{kg}; il fût donc devenu $\frac{38 \times 138}{93} = 58^{kg},5$, et le poids total de la machine seule fût devenu

$$58^{kg},5 \times 11700 = 684^{tx}.5,$$

au lieu de $502^{tx},8$. Mais, d'autre part, le poids des chaudières, qui est de $531^{tx},3$, eût diminué dans le rapport des nombres de chevaux, et fût devenu $\frac{531,3 \times 11700}{13186} = 471^{tx},4$. Le poids de l'eau des chaudières et des bâches eût également diminué dans le même rapport, et eût passé de $192^{tx},9$ à $171^{tx},1$. Finalement, le poids total de l'appareil moteur et évaporatoire eût passé de 1227^{tx} à 1327^{tx}. Mais le poids de charbon pour une même distance franchissable eût pu être réduit dans le rapport des nombres de chevaux : la distance franchissable parcourue actuellement avec 900^{tx} eût pu l'être avec 798^{tx}, différence 102^{tx}, compensant à peu près exactement l'augmentation de poids de machine.

Ainsi, si au lieu d'adopter *a priori* pour les machines du *Dupuy-de-Lôme* un nombre de tours égal à 140, on eût adopté une machine à allure plus lente (95 tours environ), permettant de tracer des hélices ayant une surface efficace relative comparable à celles du *Sfax*, on n'eût rien perdu sur la vitesse et la distance franchissable, et l'on eût même probablement gagné.

L'inverse pourrait arriver aussi. Si l'on s'est donné *a priori* un nombre de tours trop petit, réalisable seulement avec de très grands pas, on gagnerait peut-être à accélérer l'allure de la machine.

Ceci montre bien ce que j'ai dit précédemment, à savoir que le choix du nombre de tours ne devrait pas être arbitraire, mais résulter d'une étude des qualités du propulseur comparé aux dimensions de la coque.

Il se peut qu'en s'efforçant, comme on le fait, de réduire le poids par cheval des machines par l'adoption des grands nombres de tours, on se leurre, dans bien des cas, d'un bénéfice illusoire.

Comme, d'autre part, des machines plus lentes seraient vraisemblablement plus durables et plus faciles à mener, on voit que la question est d'une importance capitale.

On professe assez généralement que, quand on s'est donné *ad libitum* un nombre de tours N pour une force F, on trouvera toujours bien une hélice qui réalise ces conditions. Oui, tant bien que mal, mais souvent plutôt mal que bien.

Aussi, à notre avis, la question devrait être prise tout autrement : c'est de l'hélice qu'on devrait partir. On s'efforcerait tout d'abord d'en tracer une, qui, avec un coefficient d'efficacité propre convenable, donnerait un coefficient d'efficacité relative égal à 0,08 ou 0,10, ou du moins aussi grand que le comporte le diamètre possible, étant donné le tirant d'eau. Cette hélice étant tracée, on calculerait son nombre de tours N pour la puissance F qu'on veut réaliser, ce qui est très facile.

Ayant fait la même chose pour plusieurs hélices correspondant à des valeurs diverses de ε, on les comparerait entre elles, comme nous venons de le faire pour le *Dupuy-de-Lôme*, en tenant compte de leur rendement, du poids de machine qu'elles entraînent et du poids de combustible nécessaire pour une distance franchissable déterminée.

On aurait ainsi les éléments d'un choix rationnel, à coup sûr préférable à la méthode simplement intuitive, dont on se contente habituellement.

Et je ne serais pas étonné qu'on fût conduit de la sorte à revenir quelque peu en arrière en ce qui concerne l'allure des machines des grands navires de guerre, et à reconnaître, par exemple, qu'au lieu d'adopter *a priori* les chiffres de 130 à 140 tours par minute, qui semblent aujourd'hui admis, on gagnerait à se contenter d'une centaine de tours environ. Ceci n'est pas une affirmation, mais un doute timide, sur lequel nous voulons seulement appeler l'attention.

NOTE ADDITIONNELLE.

La note précédente était écrite depuis plusieurs mois déjà, quand m'est parvenu le Compte rendu de la dernière séance de l'Association Technique, et en particulier le Mémoire de M. Laubeuf sur les essais d'hélices du *Dunois* et du *Lahire*.

Je me suis, naturellement, empressé d'analyser ces résultats d'après mes procédés, et, par conséquent, de calculer les surfaces efficaces, les surfaces nuisibles et les coefficients d'efficacité. Je n'ai pu le faire qu'approximativement, les éléments indiqués par M. Laubeuf pour définir ces hélices n'étant pas très complets.

En particulier, pour l'hélice n° 2, il ne donne pas la fraction de pas moyenne, et j'ai dû supposer, pour calculer S, que la répartition de la fraction de pas était la même que dans l'hélice n° 1. Chaque valeur de S, prise isolément, n'est donc pas rigoureusement exacte; mais, comme elles diffèrent énormément les unes des autres, une légère erreur sur chacune d'elles ne change pas le sens de leurs rapports.

Voici les éléments trouvés :

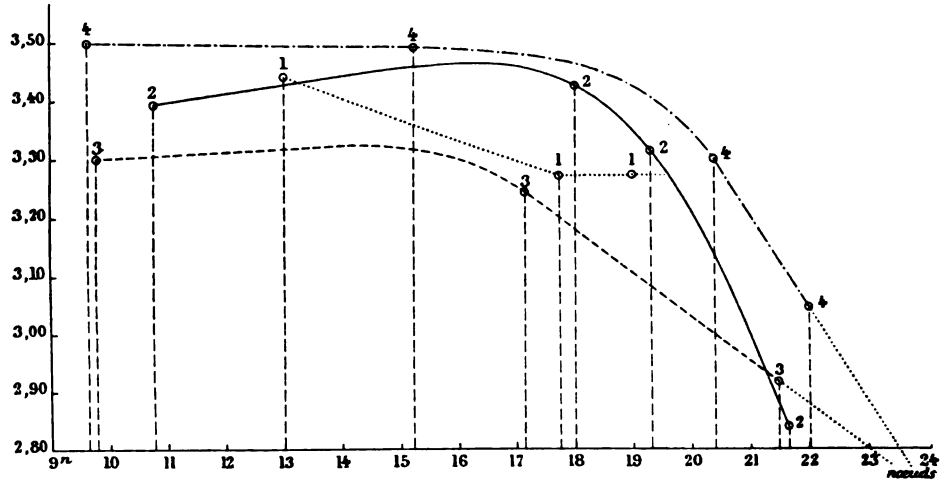
	B².	Diamètre D.	Pas H.	Fraction de pas f.	Surface efficace S.	Surface nuisible Σ.	Coefficient d'efficacité relative ε.	Coefficient d'efficacité propre μ.
Dunois.								
1re hélice (n° 1 de M. Laubeuf).	$\frac{18}{2}$ m²	2,80 m	3,75	0,234	0,89 m²	1,44 m²	0,0989	0,618
2e hélice (n° 2)...	d°	2,83	4,10	0,357	1,34(?)	2,14	0,1489	0,626
Lahire.								
1re hélice (n° 3)...	$\frac{18}{2}$	2,98	3,79	0,440	1,96	3,07	0,2178	0,638
2e hélice (n° 4)...	d°	2,98	3,87 à 4,00	0,400	1,83	2,80	0,2033	0,625

Je n'étonnerais personne si je découvrais, dans la comparaison de ces chiffres avec les résultats d'essais, une absolue vérification de mes théories : tout est question d'interprétation, plus ou moins ingénieuse!

Je l'y trouve, en effet, à condition de tenir compte des restrictions que j'ai moi-même toujours indiquées :

1. Les hélices (1), (2) et (4) seules n'exigeraient aucune réserve. Si l'on se reporte, en effet, aux courbes d'utilisation tracées (*fig.* 6) (avec une

Fig. 6.



échelle d'ordonnées plus grande que celle adoptée par M. Laubeuf, pour mieux montrer leur allure), on voit que l'hélice (2) est supérieure à l'hélice (1), l'hélice (4) supérieure à l'hélice (2), ce qui est pleinement d'accord

avec ce qu'on devait attendre. Ces trois propulseurs ont, en effet, sensiblement le même coefficient d'efficacité propre (0,61 à 0,63), et leurs coefficients d'efficacité relative ont entre eux les rapports suivants :

$$\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} = 1,50, \qquad \frac{\varepsilon_4}{\varepsilon_2} = 1,37.$$

En particulier, les courbes (4) et (2) sont très nettes. Elles sont presque parallèles entre elles, (4) très au-dessus de (2), et l'on trouve comme valeurs des coefficients d'utilisation :

	Courbe 4.	Courbe 2.	Rapport.
à 12^{n}	3,49	3,425	1,019
14	3,49	3,44	1,014
16	3,48	3,455	1,007
18	3,46	3,425	1,010
20	3,34	3,19	1,047
21,70.....	3,07	2,84	1,081
		Moyenne.....	1,030

(Le rapport des surfaces efficaces est 1.056.)

L'hélice n° 3 est, au premier abord du moins, assez déconcertante. (Elle l'est du reste aussi, croyons-nous, pour la théorie de M. Drzewiecki, car, comparée aux hélices n°s 2 et 1, elle semble devoir leur être supérieure comme ayant un angle d'attaque plus voisin de l'angle optimum.) On peut évidemment admettre, avec M. Laubeuf, que, en traçant cette hélice, on a dépassé la limite admissible pour la fraction de pas, et c'est ici le cas de rappeler les restrictions que j'ai toujours faites :

Se méfier de toute hélice dans laquelle une grande surface efficace n'est obtenue que par une augmentation exagérée de la fraction de pas;

Se méfier de toute hélice dont les avantages apparents ne sont obtenus qu'en s'écartant trop complètement des proportions ordinaires, car alors les conclusions que nous avons tirées par induction de faits expérimentaux deviennent des extrapolations, et non plus des interpolations.

Mais peut-être aussi y a-t-il lieu de se demander si l'hélice n° 3 est aussi mauvaise qu'elle le paraît au premier abord. J'ai dit et montré, à plusieurs reprises, que les hélices à grande fraction de pas sont des hélices de grande vitesse; que, aux faibles et moyennes vitesses, elles sont, à égalité de surface efficace, inférieures aux hélices à ailes étroites, mais que, en général, à partir d'une certaine vitesse, elles reprennent l'avantage, cette vitesse étant d'autant plus grande que l'aile est plus large. L'important est que la vitesse en question ne soit pas supérieure à celle que le navire doit donner, et pour laquelle l'hélice doit être calculée.

Or, si nous envisageons les courbes d'utilisation (*fig.* 6), nous constatons que l'hélice n° 3 devient supérieure à l'hélice n° 2, à partir de 21^{n},25 environ,

et que sa courbe d'utilisation prolongée irait vraisemblablement couper celle de l'hélice n° 4 aux environs de $23^n,5$, c'est-à-dire un peu au delà de la *vitesse pour laquelle le bâtiment était prévu,* en sorte que si les formes des coques eussent été, elles aussi, appropriées à la vitesse, l'hélice n° 3 eût été peut-être la meilleure des quatre.

Ceci me procure le double plaisir : 1° de justifier ce que j'ai écrit jusqu'à présent sur l'hélice; 2° de montrer que le camarade qui a calculé l'hélice n° 3 ne s'est pas trompé, autrement du moins qu'en attendant de la carène du navire ce qu'elle ne pouvait pas donner.

II. On peut se demander quelles sont les fractions de pas qu'il paraît convenable de ne pas dépasser. Nous n'avons aucun moyen de poser une règle absolue.

Autrefois, pour des vitesses de 12 à 14 nœuds environ, une fraction de pas moyenne de 0,24 à 0,25 paraissait convenir. On a poussé ensuite de 0,28 à 0,30 pour 15 à 16 nœuds.

Aux vitesses de 17 à 20 nœuds, sur des croiseurs plus modernes, on a obtenu de bons résultats avec des valeurs de f atteignant 0,33 à 0,35.

Les essais du *Lahire,* hélice n° 4, montrent que $f = 0,40$ peut convenir pour 22 nœuds, et si ce que nous avons dit pour l'hélice n° 3 est exact, on pourrait aller jusqu'à 0,44 à $23^n,5$ ou 24 nœuds. Dans ces limites, cela se traduit à peu près par la droite

$$f(\text{convenable}) = 0,018v,$$

d'où

Pour.....	12^n	14^n	16^n	18^n	20^n	22^n	24^n
f.....	0,22	0,25	0,29	0,32	0,36	0,40	0,43

Mais il va sans dire que ceci n'a aucune valeur théorique. Cela a plutôt pour but d'indiquer une limite, au delà de laquelle il semble prudent de ne pas aller, à défaut d'expériences antérieures. Mais il est certain qu'on peut faire d'excellentes hélices avec des fractions de pas inférieures à celles-là.

La règle ci-dessus cadre avec celle qu'a posée M. Normand, de proportionner la surface propulsive à la première puissance de la vitesse.

III. Le *Dunois* et le *Lahire* fournissent un exemple des difficultés que l'on peut éprouver à réaliser un bon propulseur, quand on s'est assigné *a priori* le nombre de tours de la machine : étant donné les dimensions des navires, l'allure de 210 tours qu'on a choisie n'est réalisable qu'avec des hélices de proportions peu ordinaires (grand pas et grande fraction de pas, compensant le diamètre trop petit). M. Laubeuf a proposé comme remède de prolonger un des arbres, de façon à pouvoir porter les diamètres à $3^m,25$, en faisant mordre l'un sur l'autre les cercles décrits par les deux hélices.

Je proposerais plutôt le système des hélices en tandem, deux sur chaque arbre, si les formes de l'arrière s'y prêtent, ce que j'ignore, car je n'ai pas les

plans du *Dunois*. Deux hélices géométriquement semblables à l'hélice de $3^m,25$ prévue par M. Laubeuf, avec un diamètre de $2^m,92$ environ, auraient sensiblement la même résistance à la rotation, même coefficient d'efficacité propre et un coefficient d'efficacité relative multiplié par 1,62, sans atteindre la vitesse circonférencielle de plus de 37^m, qu'atteindraient les hélices de M. Laubeuf. Reste à savoir si l'on pourrait écarter suffisamment l'un de l'autre les deux propulseurs en tandem. Mais rien n'empêche, pour faciliter la réalisation de cette condition, de donner à l'hélice avant un diamètre plus petit, et d'avoir, par exemple, sur le même arbre une hélice de $2^m,80$ ou moins, et une de $2^m,98$. Je ne désespère pas de voir, dans un avenir plus ou moins éloigné, essayer ce système sur de grands navires. On me dira que je pourrais l'essayer moi-même sur le *Kien-Wei* ou le *Kien-Ngan*, qui sont des *Dunois-Lahire* avec d'autres formes. Je n'ai malheureusement pas les moyens de faire sur des navires de cette taille des expériences qui soient comparables à celles qu'on pourrait faire en France. Il me manque une bonne base, qu'on peut à la rigueur improviser, mais il me manque surtout des chauffeurs et des mécaniciens, qui ne s'improvisent pas. Je regrette d'ailleurs cette impossibilité, car la comparaison des essais eût été intéressante à divers points de vue, particulièrement au point de vue des formes de coque, qui sont bien plus fines sur le *Kien-Wei*, surtout à l'arrière.

IV. En terminant, je tiens à remercier vivement M. Drzewiecki des paroles, beaucoup trop flatteuses pour moi, qu'il a prononcées au cours de la session de 1901, et en même temps à rectifier une idée qu'il paraît s'être faite de ma théorie, et qui n'est pas tout à fait exacte (c'est d'ailleurs tout naturel, puisqu'il n'a pas pu lire mes notes au complet).

Je ne préconise aucune forme particulière d'hélice, et mes études, comme celles de M. Drzewiecki, m'ont amené à la conclusion qu'il existe une infinité d'hélices qui sont *intrinsèquement équiactives*, ou *équiefficaces*, comme on voudra.

Je ferai toutefois une restriction : deux hélices équirésistantes, et intrinsèquement équiefficaces, c'est-à-dire ayant même coefficient d'efficacité *propre*, peuvent être loin d'être équivalentes une fois attelées à un bateau déterminé; leur valeur dépendra de leurs proportions *relativement au navire*, ou, si l'on veut, de leurs coefficients d'efficacité relative.

De plus, deux hélices, équivalentes à une vitesse v, cesseront généralement de l'être pour une autre vitesse; cela tient à la variation des fonctions de v qui entrent dans toutes mes formules.

Ces réserves faites, et à ne considérer que l'efficacité *propre* des propulseurs, mes études concluraient, en règle générale, à l'adoption des faibles valeurs de $\frac{H}{D}$, surtout dans la partie utile de l'aile, par conséquent à des pas décroissants du moyeu à l'extrémité; elles conduiraient à adopter plutôt des

ailes étroites que de larges ailes, du moins aux vitesses modérées, les ailes larges reprenant l'avantage aux grandes vitesses; pour une fraction de pas moyenne totale, elles conduiraient à élargir l'aile plutôt vers l'extrémité que vers le moyeu (sous réserve, bien entendu, de garder à l'emmanchement une largeur suffisante pour résister à la rupture, sans qu'on soit obligé d'adopter des épaisseurs excessives).

Je serais également porté à adopter les gros moyeux. Je sais bien que les expériences du *Galilée* et du *Lavoisier* paraissent absolument opposées à cette conclusion. Mais je crois, comme M. Bertin (voir *Cours de Machines*, p. 393) que ces expériences méritent confirmation. D'après elles, en effet, une simple réduction de $0^m,11$ sur le rayon du moyeu d'une hélice de $4^m,10$ de diamètre aurait suffi pour provoquer un accroissement d'utilisation dans le rapport de 1 à 1,14, c'est-à-dire un bénéfice de 48 pour 100 sur la puissance. De si grands effets dus à une si petite cause ont un caractère de mystère, qui ferait révoquer en doute la vieille loi : *Natura non facit saltus.* Aussi, malgré soi on se sent enclin à se demander s'il n'est pas intervenu quelque cause perturbatrice : différence de profondeur d'eau sur les bases, salissure de carène, altération accidentelle des ailes d'une des hélices, différence dans le montage et, par suite, dans le rendement des machines, erreurs d'échelle des indicateurs, etc.

Au reste, tout ce qui précède peut être complètement modifié par la considération des proportions de l'hélice, relativement à la coque qu'elle actionne, et je répète que l'efficacité *propre* de l'hélice a beaucoup moins d'importance que son efficacité *relative*.

L'obscurité qui règne dans l'interprétation des résultats d'essais d'hélice et les opinions contradictoires qu'on professe sur les meilleures formes de propulseur tiennent, en général, à ce qu'on n'envisage qu'une des deux faces du problème.

Autrefois, on ne s'attachait qu'au rapport de résistance relative $\frac{B^2}{D^2}$, et la forme du propulseur était quelque peu négligée. J'ai entendu professer cette théorie sous la forme pittoresque suivante :

« L'hélice est un instrument qui donne des soufflets à l'eau; pourvu que le soufflet soit largement appliqué, peu importe que sa direction soit un peu plus ou un peu moins oblique. »

Aujourd'hui, peut-être a-t-on tendance à tomber dans l'excès contraire, et à attribuer un peu trop d'importance à l'obliquité du soufflet, à la forme du dos de la main, de l'aile, veux-je dire, etc.

La vérité est dans un juste milieu, malheureusement difficile à trouver. Mais l'agitation qui se produit actuellement autour de la question donne droit d'espérer des résultats.

FORMULES PRATIQUES

SUR

LA GIRATION DU NAVIRE.

Extrait des travaux de M. B. Afonassief, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques, Membre honoraire du Comité technique de la Marine militaire Russe,

Par M. N. AFANASSIEF,
Ingénieur de la Marine militaire Russe.

Le navire marche et évolue sous l'influence de forces parfaitement déterminées; rien ne peut donc empêcher de créer une théorie géométrique exacte de la giration du navire.

Les nombreux travaux de M. B. Afonassief traitant la question de la giration du navire ont été insérés dans différents journaux, et les formules fondamentales, avec les tableaux nécessaires, sont imprimées dans l'*Aide-Mémoire de l'Officier de la Marine militaire Russe* (année 1902), édité par S. A. I. le grand-duc Alexandre Michaïlowitch.

Les tableaux sont disposés en vue de faciliter l'application des formules dans l'usage courant.

Au présent extrait sont joints des exemples justifiant les formules fondamentales.

Le problème général est divisé en les différentes questions suivantes :

I. — Vitesse du navire et nombre de tours de ses hélices.

Nous avons premièrement la formule suivante

$$\frac{v}{v_0} = \left(\frac{N}{N_0}\right)^{0,9} \tag{1}$$

déjà connue, où N_0 et v_0 sont le nombre de tours des hélices par minute et la vitesse en nœuds maxima.

Cette formule détermine la vitesse du navire correspondant à chaque nombre de tours de ses hélices, quand on connaît la vitesse v_0, et le nombre de tours des hélices N_0.

Exemple. — Le croiseur anglais *Edgar,* avec le nombre maxima de tours de ses hélices

$$N_0 = 104,5,$$

atteint la vitesse

$$v_0 = 20^n,97.$$

Au nombre de tours de ses hélices

$$N = 55,9,$$

ayant avec le nombre maximum de tours le rapport

$$\frac{N}{N_0} = 05,3,$$

correspond le rapport des vitesses

$$\frac{v}{v_0} = 0,569.$$

La vitesse correspondant à ce nombre de tours des hélices, pour le croiseur *Edgar*, doit être

$$v = 20,97 \times 0,569 = 11^n,94.$$

La vitesse correspondante observée pour ce nombre de tours des hélices est $11^n,87$.

La formule (1) nous donne pour le rapport des nombres de tours des hélices

$$(2) \qquad \frac{N}{N_0} = \left(\frac{v}{v_0}\right)^{\frac{10}{9}}.$$

Cette dernière formule permet de déterminer le nombre N de tours des hélices nécessaire pour donner au navire une vitesse v, quand on connaît d'après l'expérience N_0 et v_0.

Exemple. — Le cuirassé anglais *Edinburgh,* avec le nombre de tours des hélices

$$N_0 = 51,19,$$

réalisait la vitesse

$$v_0 = 9^n,85.$$

Pour donner à ce navire la vitesse

$$v = 16 \text{ nœuds},$$

ayant avec la vitesse précédente le rapport

$$\frac{v}{v_0} = 1,65,$$

la formule (2) donne pour le rapport des nombres de tours des hélices

$$\frac{N}{N_0} = 1,744.$$

Les hélices, pour donner à ce cuirassé la vitesse demandée, doivent faire le nombre suivant de tours à la minute :

$$N = 51,19 \times 1,744 = 87,76.$$

D'après les essais, on a trouvé, pour le nombre de tours des hélices : 87,23.

II. — Diamètre du cercle de giration.

Le diamètre du cercle de giration du navire varie avec le nombre de tours des hélices, quand l'angle d'inclinaison de la barre reste constant, dans le rapport déterminé par la formule suivante :

$$(3) \qquad \frac{D}{D_0} = \left(\frac{N}{N_0}\right)^{0,3},$$

où D et D_0 sont les diamètres du cercle de giration correspondant à l'angle φ d'inclinaison de la barre, mais avec les nombres N et N_0 de tours des hélices.

Cette égalité, combinée avec la formule (2), se transforme en celle-ci :

$$(4) \qquad \frac{D}{D_0} = \sqrt[3]{\frac{v}{v_0}}.$$

Exemple. — Le croiseur-torpilleur *Posadnik*, avec un nombre de tours d'hélice de 220 par minute, et ayant un seul gouvernail arrière mis à son angle maximum, décrit un cercle de giration de 309,5 sagènes marines (de 6 pieds anglais) de diamètre.

Pour la même position de la barre, mais avec un nombre de tours d'hélice de 120 à la minute, dont le rapport au nombre de tours maximum est

$$\frac{N}{N_0} = 0,55,$$

le diamètre du cercle de giration, déterminé d'après la formule (3), sera

$$\frac{D}{D_0} = 0,836,$$

d'où $D = 309,5 \times 0,836 = 259$ sagènes marines.

On a trouvé par expérience, pour le diamètre du cercle de giration, 275 sagènes marines.

Exemple. — Le torpilleur *Vindava*, ayant ses deux gouvernails avant et arrière mis à l'angle maximum, décrit un cercle de giration, dont le diamètre est de 102 sagènes marines à une vitesse de 12 nœuds.

Donc nous avons

$$D_0 = 102 \text{ sagènes marines},$$
$$v_0 = 12 \text{ nœuds}.$$

Pour la vitesse de 10 nœuds, dont le rapport à la vitesse précédente est

$$\frac{v}{v_0} = 0,83,$$

nous trouvons, d'après la formule (4), pour le rapport des diamètres

$$\frac{D}{D_0} = 0,94.$$

Le diamètre cherché est donc

$$D = 102 \times 0,94 = 95,9 \text{ sagènes marines}.$$

On a trouvé par expérience, pour ce diamètre, 96 sagènes marines.

Le diamètre du cercle de giration du navire varie avec l'angle de barre, quand le nombre de tours de ses hélices reste constant, dans un rapport déterminé par la formule suivante :

$$(5) \qquad \frac{D_0}{d_0} = \frac{\varphi_0}{\varphi},$$

où φ_0 et d_0 sont l'angle maximum de barre et le diamètre du cercle de giration correspondant, fait avec le nombre maxima N_0 de tours d'hélice à la minute.

Cette égalité est pratiquement juste pour tous les angles φ de barre supérieurs à la moitié de l'angle maximum φ_0.

Exemple. — La canonnière *Deleight*, avec un angle de barre $\varphi_0 = 40°$, décrit un cercle de giration dont le diamètre est $d_0 = 205$ pieds anglais.

Pour la même vitesse et pour un angle de barre $\varphi = 20°$, nous aurons, d'après la formule (5),

$$\frac{D_0}{d_0} = \frac{40°}{20°} = 2.$$

Donc

$$D_0 = 2 \times d_0 = 410 \text{ pieds anglais}.$$

D'après l'expérience, on a reconnu que le diamètre du cercle de giration est de 405 pieds anglais.

En multipliant les formules précédentes (3) et (5), nous aurons la formule générale

$$(6) \qquad \frac{D}{d_0} = \frac{\varphi_0}{\varphi}\left(\frac{N}{N_0}\right)^{0,3}.$$

Cette formule détermine le diamètre D du cercle de giration du navire en fonction de l'angle φ de barre et du nombre N de tours de ses hélices, quand

on connaît le diamètre d_0 du cercle de giration, fait avec la barre à l'angle φ_0, et le nombre N_0 de tours des hélices.

En multipliant les formules (4) et (5), nous obtiendrons la formule générale suivante :

$$\frac{D}{d_0} = \frac{\varphi_0}{\varphi}\sqrt[3]{\frac{v}{v_0}}. \tag{7}$$

Cette formule détermine le diamètre D du cercle de giration du navire en fonction de l'angle de barre φ et de la vitesse v, quand on connaît le diamètre d_0 du cercle de giration du navire correspondant à la vitesse v_0.

Exemple. — D'après les résultats obtenus pendant les essais d'un navire, déterminer le diamètre D du cercle de giration correspondant à un nombre de tours N différent de N_0, et à un angle φ différent de φ_0 :

$\varphi_0 = 40°$,	$\varphi = 20°$,
$N_0 = 120$ tours,	$N = 60$ tours,
$d_0 = 200$ sagènes marines,	$D = ?$

La formule (6) nous donne, d'après ces résultats,

$$\frac{N}{N_0} = 0,5,$$

$$\left(\frac{N}{N_0}\right)^{0,3} = 0,812.$$

Donc

$$\frac{D}{d_0} = 2 \times 0,812 = 1,624,$$

d'où

$$D = 1,624 \times 200 = 325 \text{ sagènes marines.}$$

Exemple. — D'après les données relevées pendant les essais d'un navire, déterminer le diamètre D du cercle de giration correspondant à une vitesse v différente de v_0, et à un angle φ différent de φ_0 :

$\varphi_0 = 40°$,	$\varphi = 25°$,
$v_0 = 16$ nœuds,	$v = 8$ nœuds,
$d_0 = 300$ sagènes marines,	$D = ?$

Nous avons

$$\frac{v}{v_0} = 0,5,$$

$$\sqrt[3]{\frac{v}{v_0}} = 0,794.$$

D'après la formule (7), nous obtenons

$$\frac{D}{d_0} = 1,6 \times 0,794 = 1,270.$$

Le diamètre cherché est donc

$$D = 1,270 \times 300 = 381 \text{ sagènes marines.}$$

Les formules ci-dessus mentionnées sont exactes pour tous les navires à une, deux ou trois hélices, et sont indépendantes du nombre des gouvernails, à la seule condition qu'on détermine pour chaque cas spécial le diamètre d_0 du cercle de giration, le nombre N_0 de tours des hélices et l'angle φ_0 d'inclinaison de la barre de gouvernail.

Le tableau I nous permet facilement de déterminer le rapport des diamètres $\frac{D}{d_0}$ du cercle de giration, lorsqu'on connaît les valeurs correspondantes des rapports $\frac{N}{N_0}$ et $\frac{\varphi}{\varphi_0}$.

TABLEAU I. — *Rapports des diamètres* $\frac{D}{d_0}$ *des cercles de giration.*

$\frac{N}{N_0}$.	$\frac{v}{v_0}$.	Valeurs de $\varphi : \varphi_0$.					
		0.5.	0,6.	0,7.	0,8.	0,9.	1.
0,5	0,54	1,62	1,35	1,16	1,02	0,90	0,81
0,6	0,63	1,72	1,43	1,23	1,07	0,95	0,86
0,7	0,73	1,80	1,50	1,28	1,12	1,00	0,90
0,8	0,82	1,87	1,56	1,34	1,17	1,04	0,94
0,9	0,91	1,94	1,62	1,38	1,21	1,08	0,97
1	1	2	1,67	1,43	1,25	1,11	1

On voit, d'après le tableau I, les variations des diamètres des cercles de giration du navire résultant du changement du nombre de tours des hélices et de la modification de l'angle de barre.

Chaque colonne verticale nous donne la variation du diamètre du cercle de giration, résultant de celle du nombre de tours des hélices, pour un angle de barre invariable.

Quand l'angle de barre atteint 0,6 de l'angle maximum, et que le nombre de tours des hélices est les 0,7 du nombre maximum, le diamètre du cercle de giration est une fois et demie plus grand que celui obtenu à la vitesse maxima, avec la barre mise à l'angle φ_0.

Chaque ligne horizontale du tableau I détermine les variations des diamètres des cercles de giration, résultant de la modification de l'angle de barre, pour un mêm nombre de tours des hélices du navire.

A la vitesse maxima, mais avec un angle de barre égal à 0,5 du maximum, le diamètre du cercle de giration devient deux fois plus grand que celui, fait à la même vitesse, avec la barre mise à l'angle φ_0.

Le même tableau I nous montre que les diamètres des cercles de giration du navire varient plus rapidement par le changement des angles de barre, que par la modification du nombre de tours des hélices.

III. — Durée de la giration.

La durée de la giration complète du navire varie avec le nombre de tours des hélices, l'angle de barre restant invariable, dans un rapport déterminé par la formule suivante

$$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{N_0}{N}\right)^{0,9}, \tag{8}$$

où T_0 est la durée de la giration correspondant à la vitesse v_0 maxima, au nombre N_0 de tours des hélices, et à un angle φ d'inclinaison de la barre, inférieur au maximum φ_0.

T est la durée de la giration avec l'angle φ d'inclinaison de la barre, et un nombre N de tours des hélices inférieur au nombre N_0 maxima.

Exemple. — Pour le croiseur-torpilleur *Posadnik*, avec un seul gouvernail arrière mis à son angle maximum, et un nombre de tours de son hélice

$$N_0 = 220,$$

on a déterminé pour la durée de la giration

$$T_0 = 3^m,08.$$

Pour la même position de la barre, mais avec un nombre de tours d'hélice

$$N = 120$$

ayant avec le nombre précédent un rapport 0,55, la durée de la giration est, d'après la formule (8),

$$T = 5^m,31.$$

On a trouvé par expérience, pour la durée de la giration, $5^m,43$.

La durée de la giration complète du navire varie avec l'angle de barre, quand le nombre de tours des hélices reste invariable, dans un rapport déterminé par la formule suivante

$$\frac{T_0}{t_0} = \left(\frac{\varphi_0}{\varphi}\right)^{0,3}, \tag{9}$$

où t_0 est la durée de la giration complète à la vitesse maxima, avec un nombre N_0 de tours des hélices, et la barre mise à l'angle φ_0 maximum.

Exemple. — La corvette *Victorieuse*, à la vitesse de $12^n,5$, avec un angle de barre $\varphi_0 = 32^\circ,5$, accomplit la giration complète en $t_0 = 5^m,33$.

Pour déterminer la durée de la giration de ce navire à la même vitesse, mais avec la barre inclinée à l'angle $\varphi = 14^\circ$, ayant avec l'angle maximum le rapport

$$\frac{\varphi}{\varphi_0} = 0,43,$$

nous avons, d'après la formule (9),

$$T_0 = 6^m,85.$$

On a trouvé aux essais, pour la durée de la giration, $6^m,83$.

En multipliant les formules précédentes (8) et (9), nous aurons la formule générale

$$\frac{T}{t_0} = \left(\frac{\varphi_0}{\varphi}\right)^{0,3}\left(\frac{N_0}{N}\right)^{0,9}. \tag{10}$$

Cette formule nous donne la durée T de la giration complète du navire correspondant à l'angle φ d'inclinaison de la barre du gouvernail, et au nombre N de tours de ses hélices, connaissant la durée t_0, l'angle φ_0 et le nombre N_0, déterminés d'après les essais.

La formule (10) nous montre que la durée de la giration complète du navire augmente avec la diminution de l'angle d'inclinaison de la barre, et avec la diminution du nombre de tours des hélices.

Les résultats obtenus pendant les expériences de giration des cuirassés garde-côtes *Amiral-Lazarew* et *Amiral-Tchitchagow,* et du cuirassé *Gangout,* justifient convenablement nos formules précédentes.

Ces résultats ont été constatés par le vice-amiral Makaroff pendant les évolutions de ces cuirassés dans la mer Baltique, effectuées avec toute la précision et l'impartialité qu'y apporte M. Makaroff.

D'après la formule (10) nous trouvons que la quantité

$$\mu = T\varphi^{0,3}N^{0,9} \tag{11}$$

est constante ou plutôt très peu variable.

Pour le cuirassé garde-côtes *Amiral-Tchitchagow*, les résultats suivants ont été obtenus pour les éléments de sa giration, en ayant la barre mise à gauche :

φ.	N.	T.	μ.
32	50	6	574
32	32	10	640
20	30	11	577
20	57	6,4	598
		Moyenne :	600

On peut accepter 600 pour la valeur moyenne de μ, laquelle ne diffère pas de plus de 5 pour 100 des résultats obtenus. Nous avons, d'après la formule (11), l'égalité

$$T\varphi^{0,3}N^{0,9} = 600, \tag{12}$$

et nous pouvons maintenant déterminer la durée T de la giration de ce navire, pour chaque angle φ d'inclinaison de la barre de gouvernail, et pour un nombre N de tours de son hélice.

Nous établissons en conséquence le tableau suivant :

φ.	T minutes d'après l'expérience.	T' minutes d'après la formule (12).
32	6	5,7
32	10	10,7
20	11	10,5
20	6,4	6,5

Les valeurs de la durée T' de la giration complète du navire, calculées d'après la formule (12), ne diffèrent pas de plus de 5 pour 100 de celles T, observées dans les expériences.

On a obtenu, pour les éléments de la giration du cuirassé garde-côtes *Amiral-Lazarew*, les résultats suivants, le gouvernail étant mis à droite :

φ.	T.	N.	μ.
38	4,83	65	616
20	5,50	65	579
10	8,40	65	718
38	5,83	55	640
20	6,25	55	566
10	8,67	55	637
38	7,77	40	640
20	8,70	40	591
10	11,80	40	651
		Moyenne :	615

Les résultats suivants ont été observés pour le même cuirassé, et pour le gouvernail mis à gauche :

φ.	T.	N.	μ.
38	6,11	58	702
20	6,63	58	625
10	9,90	58	763
38	7,05	50	715
20	7,37	50	606
10	11,50	50	776
38	8,00	42	689
20	9,07	42	646
10	11,81	42	680
		Moyenne :	689

Acceptons ces valeurs moyennes de la quantité μ comme les valeurs exactes déterminées d'après la formule (11). Ces valeurs moyennes ne diffèrent des valeurs μ maxima ou minima réelles que de

Gouvernail à droite..... 17 pour 100
Gouvernail à gauche..... 12 »

Nous aurons l'égalité suivante pour la détermination des éléments de la giration du cuirassé *Amiral-Lazarew :*

(13) Gouvernail à droite..... $T\varphi^{0,3}N^{0,9} = 615$

(14) Gouvernail à gauche..... $T\varphi^{0,3}N^{0,9} = 689$

Ces égalités nous montrent que la durée de la giration complète de ce navire, avec un même nombre de tours d'hélice, est plus grande pour la position du gouvernail à gauche que pour sa position à droite, dans le rapport

$$689 : 615 = 1,12$$

ou environ 13 pour 100. Cette différence dans la durée de la giration complète du navire est expliquée par l'action de l'hélice sur la surface du gouvernail mis à droite.

Les résultats obtenus pour les éléments du cuirassé *Amiral-Lazarew* nous montrent l'augmentation de la durée de la giration avec la barre mise à 38°; la valeur de la quantité μ est plus grande pour cette inclinaison de la barre que pour les autres angles. Nous pouvons en conclure que l'angle maximum de barre de 38° est trop grand pour ce cuirassé.

D'après le tableau précédent, nous voyons que la durée de la giration de ce navire est sensiblement la même, la barre mise à 38° et à 20°.

En supposant que pendant les essais du cuirassé *Amiral-Lazarew* avec la barre mise à gauche le nombre de tours de son hélice ait été déterminé correctement, nous verrons, d'après la formule (10), que la quantité

(15) $$\lambda = T\varphi^{0,3}$$

doit avoir la même valeur pour le même nombre de tours de l'hélice.

Nous obtenons, d'après cette formule (15), les valeurs suivantes pour la quantité λ :

N.	φ.	T.	λ.
58	38	6,11	18,2
58	20	6,63	16,2
58	10	9,90	19,8
50	38	7,05	21,1
50	20	7,37	17,9
50	10	11,50	22,9
42	38	8,00	23,8
42	20	9,07	22,6
42	10	11,81	23,6

On voit, d'après ce tableau, l'influence de l'angle de barre sur la durée de la giration du navire. On peut remarquer également que l'angle d'inclinaison de 38° est trop grand pour ce cuirassé, parce que, d'après ce tableau, la durée de la giration du navire avec la barre mise à 38° et à 20° est sensiblement la même.

Parmi les trois groupes de données du tableau, le dernier apparaît comme le plus juste.

Pour le cuirassé d'escadre *Gangout*, on a obtenu les résultats suivants pour les éléments de la giration et pour la position à gauche du gouvernail :

φ.	T.	N.	μ.
25	10,33	50	917
20	15,46	35	932
		Moyenne :	925

En déterminant pour ce cuirassé les durées de la giration d'après la valeur moyenne

$$\mu = 925,$$

et suivant l'égalité

$$T\varphi^{0,2}N^{0,9} = 925,$$

nous obtenons les résultats suivants pour la durée T de la giration d'après la formule précédente :

φ.	N.	T'.
25	50	10,23
20	35	15,61

Ces valeurs de la durée de la giration T' ne diffèrent pas de plus de 1 pour 100 de celles T, déterminées d'après les essais, et contenues dans le tableau précédent.

En conséquence, une fois qu'on a obtenu les valeurs de t_0 pour le nombre N_0 de tours des hélices, et avec l'angle φ_0 d'inclinaison de la barre, on détermine facilement, d'après la formule (10), tous les éléments nécessaires pour la giration du navire dans toutes les conditions de son service en escadre.

Le tableau suivant donne les valeurs du rapport $\frac{T}{t_0}$ pour les différentes valeurs de $\frac{N}{N_0}$:

TABLEAU II. — *Valeurs du rapport* $\frac{T}{t_0}$.

$\frac{N}{N_0}$.	$\frac{v}{v_0}$.	Valeurs de $\varphi : \varphi_0$					
		0,5.	0,6.	0,7.	0,8.	0,9.	1.
0,5	0,54	2,30	2,18	2,08	2,00	1,93	1,87
0,6	0,63	1,95	1,85	1,76	1,69	1,63	1,58
0,7	0,73	1,70	1,61	1,54	1,48	1,42	1,38
0,8	0,82	1,51	1,42	1,36	1,31	1,26	1,22
0,9	0,91	1,35	1,28	1,22	1,18	1,13	1,10
1	1	1,23	1,1	1,11	1,07	1,03	1

Chaque colonne verticale de ce tableau nous indique les variations de la

durée de la giration correspondant à celles du nombre de tours des hélices, pour une même position de la barre.

Ainsi, ayant le gouvernail mis à son angle maximum, et avec un nombre de tours des hélices égal à 0,5 de leur nombre maximum, la durée de la giration est presque deux fois plus longue que celle de la giration à toute vitesse avec la barre toute.

Chaque ligne horizontale du même tableau II nous donne les variations de la durée de la giration du navire, résultant de la modification de l'angle de barre, quand le nombre de tours des hélices reste invariable.

La durée de la giration avec un angle de barre moitié de l'angle maximum, et avec un nombre de tours des hélices égal à 0,8 du nombre maximum, devient une fois et demie plus longue que la durée de la giration pendant la marche à toute vitesse, avec le gouvernail mis à son angle maximum.

On obtient facilement les formules suivantes en remplaçant dans les formules (6) et (10) la relation $\frac{N}{N_0}$ par celle tirée de l'égalité (1) :

$$\frac{D}{d_0} = \frac{\varphi_0}{\varphi}\sqrt[3]{\frac{v}{v_0}}, \tag{16}$$

$$\frac{T}{t_0} = \frac{v_0}{v}\left(\frac{\varphi_0}{\varphi}\right)^{0,3}. \tag{17}$$

Ces deux formules déterminent le diamètre du cercle de giration du navire, et la durée de cette giration, en fonction des variations de la vitesse et de l'angle de barre.

Les valeurs correspondantes de ces deux formules sont données dans les deux tableaux suivants III et IV.

Dans ces tableaux III et IV, les colonnes verticales indiquent les variations des diamètres des cercles de giration et des durées, occasionnées par le changement de la vitesse du navire avec un même angle de barre.

Les lignes horizontales des mêmes tableaux III et IV montrent les variations des éléments de la giration résultant de la modification de l'angle de barre en conservant la même vitesse.

Avec une vitesse égale à 0,5 de la vitesse maxima, et un angle de barre égal à 0,8 de l'angle maximum, le diamètre du cercle de giration reste le même que pendant la marche à toute vitesse; seulement la durée est 2,14 fois plus grande.

TABLEAU III. — *Valeurs du rapport* $\frac{D}{d_0}$.

$\frac{v}{v_0}$.	$\frac{N}{N_0}$.	Valeurs de $\varphi : \varphi_0$					
		0,5.	0,6.	0,7.	0,8.	0,9.	1.
0,5	0,46	1,58	1,33	1,13	0,99	0,88	0,79
0,6	0,57	1,68	1,40	1,20	1,05	0,93	0,84
0,7	0,67	1,77	1,48	1,27	1,11	0,99	0,89
0,8	0,78	1,86	1,55	1,33	1,18	1,03	0,93
0,9	0,89	1,94	1,61	1,39	1,21	1,08	0,97
1	1	2	1,67	1,43	1,25	1,11	1

TABLEAU IV. — *Valeurs du rapport* $\frac{T}{t_0}$.

$\frac{v}{v_0}$.	$\frac{N}{N_0}$.	Valeurs de $\varphi : \varphi_0$					
		0,5.	0,6.	0,7.	0,8.	0,9.	1.
0,5	0,46	2,46	2,34	2,22	2,14	2,06	2,00
0,6	0,57	2,05	1,95	1,85	1,78	1,71	1,67
0,7	0,67	1,76	1,67	1,58	1,53	1,47	1,43
0,8	0,78	1,54	1,46	1,38	1,34	1,29	1,25
0,9	0,89	1,37	1,30	1,23	1,18	1,14	1,11
1	1	1,20	1,17	1,11	1,07	1,03	1

SUR LA SOLIDITÉ DES NAVIRES TRÈS RAPIDES,

PAR M. J.-A. NORMAND.

Le calcul des charges maxima supportées par la charpente d'un navire, tel qu'on l'effectue depuis Fairbairn, est loin de donner une idée complète de la solidité d'une coque. La résistance aux efforts statiques ne doit pas être seule considérée, et, dans les bâtiments très rapides, la résistance dynamique présente une importance bien supérieure.

Parmi les causes de fatigue souvent négligées, on peut distinguer :

1° *L'instantanéité plus ou moins grande de l'effort.* — Suivant qu'il est graduel ou instantané, la charge varie du simple au double. Si l'on abandonne brusquement un poids fixé à l'extrémité d'un ressort au repos, l'extension du ressort sera double de celle qu'il éprouverait si le poids était abaissé lentement jusqu'à la tension extrême. L'effet destructeur des poudres très vives sur des armes qui résistent à des poudres très lentes, les pressions maxima intérieures restant les mêmes, ne peut guère s'expliquer autrement. C'est pour la même raison que l'éclatement d'un obus par détonation n'exige que la moitié de la charge qui produirait le même effet par inflammation. Dans les deux cas, la durée de la détonation est notablement inférieure à celle de la vibration transversale de l'arme ou de l'obus.

La vitesse par gros temps produit un effet analogue, et les calculs ordinaires de charge de la charpente d'un navire sur houle ne donnent qu'une appréciation insuffisante des efforts réels. Tout calcul de résistance doit être fait pour le cas le plus dangereux : ce cas est ici l'entrée brusque de l'avant dans une lame déferlante, animée d'une vitesse contraire. Si la vitesse relative est très grande, l'effort est alors double de celui fourni par le calcul de l'effort statique, parce que la durée d'application de l'effort peut être notablement inférieure à celle de la vibration transversale de la coque. Il est même plus que double, parce que, le navire n'ayant pas le temps de s'élever, c'est le déplacement total des œuvres mortes de l'avant, qui tend à rompre les ponts par écrasement, et les fonds par extension. A ces causes de fatigue s'ajoute le choc d'eau parfois considérable sur la partie avant du pont.

Les efforts éprouvés dans les autres positions du navire sur la lame aug-

mentent dans des proportions analogues avec la vitesse. Les formes ont, elles aussi, une grande influence sur l'intensité des efforts dynamiques. Quand la voûte arrière est trop aplatie, et que l'acuité du pied des couples d'avant est insuffisante, le mouvement de tangage peut subir un arrêt tellement brusque, que l'on sent la coque entière frémir sous les pieds. Une immersion trop faible des hélices est aussi la cause d'emportements des machines, et de trépidations violentes.

Un développement exagéré des œuvres mortes de l'avant est nuisible à la solidité, bien que, à un autre point de vue, le choc vertical de la lame déferlant sur le pont avant soit d'autant moins à craindre que celui-ci est plus élevé. C'est probablement dans une disposition d'éperon convenable qu'il faut chercher la forme d'avant la plus avantageuse.

Les échantillons de beaucoup de cargo-boats sont très faibles. La plupart de ceux qui s'échouent à l'embouchure de la Seine se rompent à marée baissante; et pourtant ils résistent aux plus mauvais temps. Ils ne doivent évidemment leur solidité relative, en pleine mer, qu'à la faiblesse de leur machine, et, conséquemment, à la réduction excessive de leur vitesse par grosse mer debout.

Plus un bâtiment est rapide, et surtout plus élevée doit sa vitesse être maintenue par gros temps, plus ses échantillons doivent être forts. Aussi n'est-ce pas un des moindres dangers des vitesses excessives que, pour les atteindre, on est conduit à diminuer le poids de la coque, alors qu'il devrait être augmenté, et à accroître, au lieu de le réduire, le rapport de la longueur aux dimensions transversales.

Les vitesses considérables que l'on exige parfois des torpilleurs et des destroyers ont certainement pour résultat de réduire leur vitesse par gros temps. Ils échapperaient plus sûrement à la poursuite des croiseurs si, se contentant de 25 à 26 nœuds en calme, on parvenait à leur donner quelques nœuds de plus par grosse mer.

L'avantage ainsi réalisé présente une importance supérieure à celui qu'ils n'auraient plus de pouvoir atteindre par calme quelques rares torpilleurs plus rapides.

2° *Les vibrations dues à l'inertie des pièces mobiles de l'appareil moteur, et les trépidations produites par les hélices.* — Ici, la période des efforts est de même ordre que celle des vibrations transversales des coques. Il peut se produire des synchronismes très dangereux. Ce ne sont plus des efforts ou des chocs instantanés, mais se succédant assez lentement, pour que l'effet du premier soit éteint quand le second se produit, effet dont la valeur maxima peut être sûrement limitée au double de celle due à une application graduelle. Il paraît impossible d'affirmer, *a priori*, que l'effort sur les fibres extrêmes, calculé pour un effort statique, ne sera pas augmenté dans une proportion plus grande que du simple au double.

Ce qui semble certain, c'est qu'il existe un grand avantage à diminuer la durée des vibrations transversales des coques, car on augmente ainsi la valeur du coefficient d'extinction, et l'on diminue les chances de synchronisme. Cette durée étant proportionnelle, toutes choses égales d'ailleurs, à la racine carrée des flexions statiques [1], tout ce qui diminuera la flexion statique : cloisons transversales, porques, épontilles, améliorera la solidité. On voit aussi qu'il est très avantageux, à ce point de vue, de réduire le rapport de la longueur aux dimensions transversales, car, non seulement on augmente ainsi la résistance aux efforts statiques, mais encore on diminue la durée des vibrations, pour un même déplacement, suivant la puissance $\frac{3}{2}$ de ce rapport.

La question est assimilable à celle des ponts suspendus. Les anciens ponts de ce genre, à tablier et à câbles flexibles, étaient très dangereux au passage d'une troupe marchant à une allure régulière. En rendant rigides les tabliers et les organes de suspension, c'est-à-dire en réduisant la durée des vibrations dans une proportion telle, que chaque vibration soit presque complètement éteinte quand l'impulsion suivante se produit, les ingénieurs américains ont pu faire servir ces ponts au passage des trains.

L'importance de la rapidité des vibrations transversales de la coque sur la solidité existe surtout en raison du synchronisme possible. Elle n'existerait pas, si l'on n'avait à tenir compte que de chocs très distants exercés par la mer : des navires à voiles peuvent être solides et flexibles à la fois, dans les limites compatibles avec l'étanchéité. Dans une note sur la résistance dynamique, adressée à l'Académie des Sciences, et partiellement insérée aux *Comptes rendus* en 1863, j'ai montré que la résistance au choc transversal d'un solide à section rectangulaire est la même, que le solide soit posé à plat ou à champ sur des appuis. Ceci est vrai d'un choc unique, ou, du moins, à succession suffisamment lente, pour que le solide soit revenu au repos avant que le second choc se produise. Il est clair, au contraire, que sous une succession rapide de chocs, comme aussi sous des efforts statiques, analogues à ceux auxquels les coques sont fréquemment soumises, l'échouage, par exemple, le solide posé à champ présente une solidité beaucoup plus grande.

3° *Le partage inégal des charges entre les diverses parties des liaisons, qui devraient théoriquement supporter des efforts identiques.*

Dans les coques légères, où les tôles de bordé sont très longues, le dressage insuffisant des tôles, et le rivetage à froid produisent parfois des tensions locales telles, que deux tôles voisines travaillent l'une à la traction, l'autre à la compression, ou du moins qu'elles sont très inégalement chargées. Cet effet est surtout à craindre lorsque les tôles sont assemblées bout à bout, et qu'un jeu suffisant n'a pas été conservé aux extrémités.

---

[1] *Des vibrations des navires et des moyens susceptibles de les atténuer* (*Mémorial du Génie maritime*, 1893, 1re livraison).

A ce point de vue, l'assemblage à clins des abouts, tel que nous le pratiquons sur les contre-torpilleurs, est préférable, en ce que l'allongement des tôles au martelage n'est pas gêné.

Une coque de torpilleur ou de contre-torpilleur peut, dans une certaine mesure, être comparée, après rivetage, à une pièce forgée d'acier à haute résistance avant recuit. Certaines parties de la pièce sont chargées à l'extension à un degré peu différent de la limite d'élasticité, tandis que des parties voisines supportent des charges de compression également exagérées. C'est un effet analogue qui rend si dangereuse, pour les pièces de forme irrégulière, et d'épaisseurs considérables et variables, la trempe, qui, bien appliquée, améliore incontestablement un tube de canon.

Les efforts à la compression sont les plus à craindre dans ces coques très légères, car le rapport de l'épaisseur des tôles à la distance des membres est très faible, comparativement à un grand navire.

Toutefois, ce n'est pas dans une réduction de la distance de gabariage, mais bien plutôt dans un accroissement du nombre des liaisons longitudinales normales aux surfaces, qu'il faut chercher un remède à ce défaut. L'addition de ces liaisons est indispensable, toutes les fois qu'un effet de soufflet ou de pulsation est observé dans une tôle, le bâtiment étant en marche soumis aux vibrations de la machine. Toute tôle qui éprouve ce mouvement dangereux, dû soit à une compression locale résultant d'un défaut de dressage, ou de tensions produites par le rivetage, soit à sa forme trop plane, est exposée tôt ou tard à la rupture. Il paraît difficile d'attacher une importance trop grande à ces considérations en apparence secondaires, ainsi qu'à la consolidation locale des parties affaiblies pour satisfaire aux nécessités du service, afin d'assurer l'uniformité de la résistance et de l'élasticité. C'est pour la même raison que la section de la partie lisse d'un boulon de machine, soumis à des efforts alternatifs, est réduite à une valeur un peu moindre que celle du fond du filet, afin que l'allongement élastique s'exerce sur une longueur aussi grande que possible.

L'influence de la grandeur absolue sur la solidité est difficile à déterminer.

Toutes choses égales d'ailleurs, la charge spécifique des matériaux sous des efforts statiques [1], et la durée des vibrations transversales sont directement proportionnelles aux dimensions linéaires. A ce double point de vue, un bâtiment serait d'autant plus solide qu'il est de dimensions plus petites. Une bouteille en verre résiste aux plus mauvais temps, et délivre fidèlement, après plusieurs mois, plusieurs années même, les messages qui lui ont été confiés. Mais, si l'on considère deux bâtiments semblables, et de dimensions différentes, marchant à la même vitesse sur la même houle, et surtout contre

---

(1) *Bulletin de l'Association technique maritime*, 1892, p. 5.

la même mer déferlante, d'autres causes font pencher la balance en faveur du grand bâtiment, et l'avantage que possède celui-ci n'est pas douteux, dès que la mer est assez mauvaise, et la vitesse assez élevée, pour que les navires ne puissent plus suivre fidèlement les ondulations de la mer, et surtout lorsque l'état de la mer et la vitesse sont tels, que la lame déferle sur le pont du petit bâtiment, alors qu'elle n'atteint pas celui du grand.

Il est clair aussi que, à vitesse égale, les trépidations dues aux machines, si importantes au point de vue de la solidité, sont plus fortes dans les petits bâtiments, le rapport du poids des pièces mobiles au déplacement total étant beaucoup plus élevé.

Du reste, d'autres considérations que celles de la solidité, par exemple la sécurité du personnel, qui dépend partiellement de la hauteur absolue du pont au-dessus de l'eau par mer déferlante, limitent alors la vitesse des petits bâtiments. Les plates-formes surélevées, telles que celles de nos contre-torpilleurs, présentent à ce point de vue des avantages réels.

L'introduction des aciers à haute résistance dans la construction des coques est susceptible d'augmenter la solidité dans une proportion peut-être plus grande qu'on ne le suppose. Dans la note précitée sur la résistance dynamique, je montrais que la résistance au choc transversal d'un solide quelconque est proportionnelle au carré des résistances spécifiques d'élasticité et de rupture de la matière dont il est formé, tandis que la résistance à un effort statique est proportionnelle simplement à ces résistances spécifiques ([1]). Si donc, comme il est probable, les efforts dynamiques sur les coques des navires rapides l'emportent sur les efforts statiques, la solidité d'une coque est plus que doublée par la substitution d'acier à 60^{kg} à l'acier à 40^{kg}. L'avantage est encore plus grand, si l'on considère la limite d'élasticité, qui ne doit jamais être dépassée dans une charpente.

Mais, pour qu'il en soit ainsi, il faut évidemment que la qualité du métal des rivets soit améliorée dans la même proportion. Dans un intéressant mémoire lu à la dernière session des *Naval Architects*, M. Sidney Barnaby regrette d'être réduit à assembler les tôles à haute résistance avec des rivets en fer Lowmoor.

Nous n'éprouvons pas les mêmes difficultés en France. L'acier fondu de Holtzer, de 65^{kg} à 70^{kg} de résistance, rivé à froid, conserve toute sa ductilité. Des assemblages ainsi formés sont séparés au moyen de coins, sans que les têtes ou les rivures se détachent; mais il n'en est plus de même, quand le rivetage est effectué à chaud; car le métal est alors trempé par contact avec les tôles froides.

Les rivets de grand diamètre doivent être appliqués à chaud. Un métal à

([1]) Ces lois de la résistance dynamique, dont l'idée première est due à Poncelet, sont entrées aujourd'hui dans l'enseignement.

Voir entre autres *Résistance des matériaux* de M. Madamet, p. 468.

haute résistance, conservant sa malléabilité simultanément à la trempe et au recuit, car les deux effets peuvent se produire, réaliserait donc un grand progrès, et permettrait seul d'utiliser complètement, sans augmentation exagérée de la section des rivets, dans les grandes charpentes, la haute résistance des tôles. Il semble que certains alliages au nickel ou au manganèse permettraient de réaliser ce desideratum, puisque, parmi ceux qui sont connus, les uns durcissent à la trempe, et d'autres au recuit.

Dans mes dernières constructions, j'ai donné aux rivets, contrairement à l'usage, une résistance notablement supérieure à celle des tôles, afin d'éviter l'ébranlement des assemblages par les vibrations, car tout ébranlement commencé progresse rapidement. De même que le jeu des articulations d'une pièce de machine soumise à des efforts alternatifs, telle qu'une bielle, augmente la charge sur le métal, de même, l'ébranlement d'un assemblage rivé accroît, dans une grande proportion, par un effet de choc, la charge sur les rivets et sur les tôles.

La section des rivets et des tôles est seule à considérer, quand l'assemblage doit résister uniquement à des efforts statiques. Cela ne suffit pas pour mesurer la résistance aux trépidations, et il faut alors tenir compte de l'importance de leurs surfaces de contact.

Au fur et à mesure que les vitesses augmentent, les grandes coques sont, elles aussi, soumises parfois à des vibrations violentes, et leur solidité serait très probablement améliorée par un accroissement, en apparence anormal, de la section des rivets. On sait combien il est difficile de prévenir l'ébranlement du rivetage des grands paquebots dans le voisinage des hélices, alors même que l'importance de ce rivetage paraît exagérée. Il n'est pas douteux que les trépidations et les vibrations, qui existent dans les autres parties de la coque, bien qu'à un moindre degré, ne tendent à produire un effet analogue. Il est clair que l'accroissement de la section de rivetage ne doit pas être obtenu par un rapprochement des rivets, qui affaiblirait les tôles, mais par une augmentation du nombre de rangs.

ÉTUDE SUR LA VAPEUR D'EAU SURCHAUFFÉE,

PAR M. J. BOULVIN,
Professeur à l'Université de Gand.

Par une généralisation qui semble naturelle, on admet qu'une vapeur fortement surchauffée, c'est-à-dire ayant une température beaucoup plus élevée que celle de sa pression de saturation, peut être considérée comme un gaz permanent. Mais, dans les limites des applications industrielles de la surchauffe, cette manière de considérer les choses n'est qu'une première approximation du problème; aussi, elle conduit à des anomalies, en ce sens que les propriétés que l'on découvre, en appliquant à la vapeur surchauffée la loi $pv = RT$ immédiatement au-dessus de la température de saturation, ne se raccordent pas avec les propriétés de la vapeur saturée.

Regnault a déterminé la chaleur spécifique à pression constante C pour la vapeur d'eau surchauffée; il n'a opéré, il est vrai, qu'à la pression atmosphérique, et sur des surchauffes ne dépassant pas 230°; il a cru cependant pouvoir déduire des valeurs trouvées, que C est constant, et égal à 0,4805.

D'autre part, Hirn rapporte les résultats d'expériences qu'il a faites sur la température de surchauffe spontanée, due à l'écoulement sous une chute de pression [1]; il en tire par le raisonnement des conséquences auxquelles nous ne nous arrêterons pas ici; mais ses résultats n'infirment pas la loi de Regnault, en ce sens que le calcul les vérifie avec une approximation suffisante, lorsqu'on admet la constance de C.

Il est probable cependant que pour la vapeur très surchauffée, la valeur de C augmente avec la température, ainsi que cela a lieu pour les gaz permanents; mais, comme les nécessités du graissage empêchent jusqu'ici de dépasser notablement la température de 350°, et qu'il n'existe pas, à notre connaissance, de nouvelles expériences précises et directes, qui infirmeraient la loi de Regnault en dessous de cette limite, il ne paraît pas possible, dans l'application aux machines à vapeur, de faire abstraction de cette loi.

C'est ainsi qu'a procédé Zeuner, et les équations qu'il a données, outre

[1] *Théorie mécanique de la chaleur*, 3e édition, t. I, p. 390.

qu'elles s'appliquent depuis la saturation, conduisent à la valeur de C fondamentale; elles satisfont également à une loi formulée par Hirn, basée sur le raisonnement plutôt que sur l'expérience, et d'après laquelle l'isodynamique de la vapeur surchauffée est une hyperbole équilatère, c'est-à-dire que le travail intérieur du fluide ne varie pas, lorsque le produit pv reste constant.

Nous nous proposons de montrer comment on peut, par le diagramme entropique, résoudre tous les problèmes auxquels donne lieu la vapeur surchauffée, en se basant uniquement sur les propriétés connues applicables jusqu'au point de saturation, et sur la constance de C au delà de cette limite. Les résultats que l'on trouve ainsi n'ont rien d'inattendu, car on peut trouver toutes les transformations d'un corps, si l'on connaît sa pression, son volume, sa température et ses deux caloriques spécifiques; on peut toujours se donner l'une des quantités pression, volume ou température : les deux principes fondamentaux de la thermodynamique fournissent deux équations entre les cinq éléments; enfin, C est connu; il est donc possible de calculer p, v et c. Les valeurs auxquelles on arrive ainsi s'accordent d'une manière remarquable avec celles qu'on tire des équations établies par Zeuner, et démontrent l'exactitude de son analyse un peu empirique.

Rappel de quelques propriétés du diagramme entropique. — On sait que, pour la vapeur saturée, on a, d'après l'équation bien connue de Clapeyron,

$$r = \mathrm{AT}\frac{dp}{d\mathrm{T}}(u' - u).$$

Nous avons basé sur cette relation un tracé dont nous avons fait un fréquent usage pour relier l'entropie $\frac{r}{\mathrm{T}}$ de la vapeur au volume $u' - u$, qui représente la dilatation depuis l'état liquide [1]. Ce tracé (*fig.* 1) montre comment, par l'intermédiaire des inclinaisons $\frac{dp}{d\mathrm{T}}$ (quadrant 4) et de la courbe $p = f(t)$ (quadrant 2), le diagramme des pressions-volumes (quadrant 3) est relié à celui des entropies-températures (quadrant 1).

On peut facilement construire toute ligne de volume constant, telle que AB, tirée de la ligne ab, qui représente cette transformation dans un diagramme ordinaire; l'origine a de cette ligne correspond au zéro centigrade, température pour laquelle p et $\frac{dp}{d\mathrm{T}}$ ont des valeurs très petites, qui ont été exagérées à dessein dans la figure.

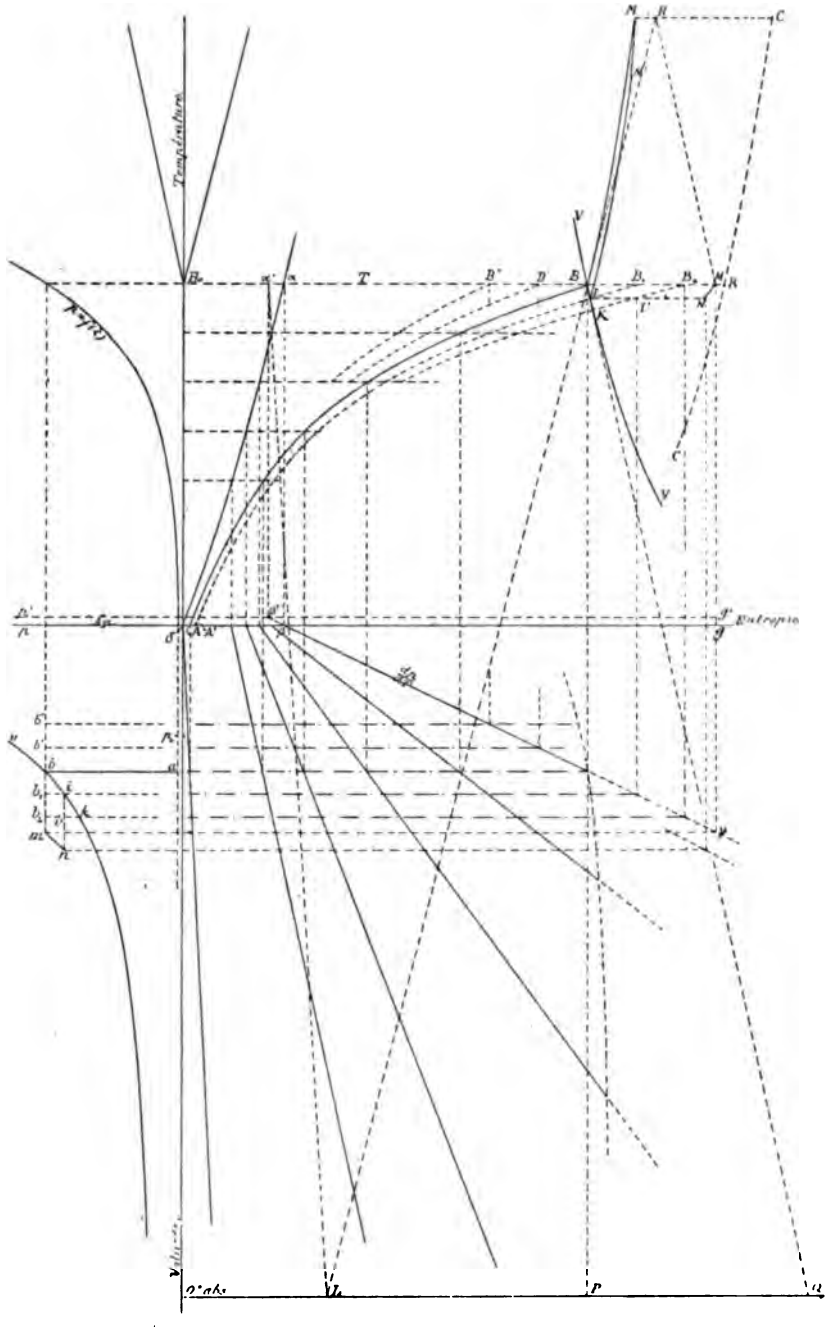
Il est à remarquer aussi que les quantités portées vers le bas dans le troisième quadrant représentent $\mathrm{A}(u' - u)$, c'est-à-dire la dilatation depuis l'état

---

[1] *Voir* notamment le 3e fascicule de notre *Cours de Mécanique appliquée aux machines*, le Tome I de la *Revue de Mécanique*, et le *Traité des machines marines* de M. Bertin.

liquide multipliée par le facteur constant A; pour obtenir A u', c'est-à-dire le

Fig. 1.



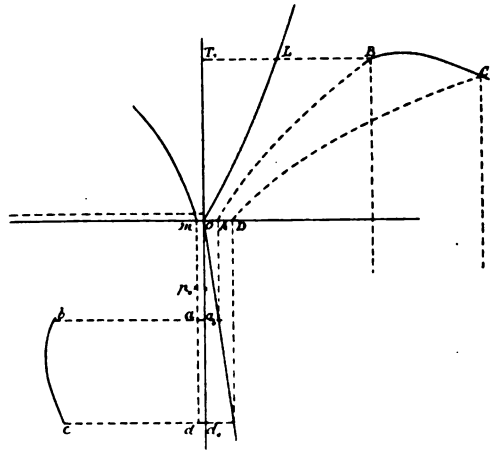
volume du fluide multiplié par le même coefficient, il faudrait tracer au-des-

sus de Op un nouvel axe, distant de celui-ci de la quantité Au, qui est d'ailleurs toujours très faible, et qu'on peut négliger le plus souvent.

Chaleur interne. — Nous avons montré [1] que la chaleur latente interne du kilogramme de vapeur saturée à l'état b, comptée depuis l'état liquide à zéro, est représentée, au moins très approximativement, par la surface comprise sous le contour OAB, abaissée jusqu'au zéro absolu. Cette propriété est importante; nous en répéterons la démonstration.

Considérons le kilogramme d'eau à zéro enfermé dans un cylindre muni d'un piston, sur lequel s'exerce toujours une pression égale à celle qui correspond à la température du fluide. A la température de zéro centigrade, la pression p_0, quoique très faible, n'est pas nulle; fournissons de la chaleur de manière à vaporiser une partie x_0 du liquide, sous la pression p_0. Le point figuratif du fluide a décrit dans cette opération la ligne ma (*fig.* 2); à ce

Fig. 2.



moment, immobilisons le piston et continuons à fournir de la chaleur; la pression s'élève à volume constant jusqu'à l'état final b, pour lequel le titre est x_1.

La chaleur totale fournie depuis l'état initial m est équivalente au travail externe à la pression p_0, soit $Ap_0(u'_0 - u)x_0$, et à la chaleur interne acquise par le mélange depuis l'état liquide à zéro, soit au total

$$Ap_0(u'_0 - u)x_0 + q_1 + \rho_1 x_1.$$

Dans le diagramme entropique, l'opération ma est traduite par OA, et la ligne de volume constant ab est représentée par AB. La chaleur fournie est donc représentée par la surface comprise verticalement sous le contour OAB

---

[1] *Revue de Mécanique*, mars 1901.

jusqu'au zéro absolu; il suffit d'en retrancher la valeur $Ap_0(u'_0 - u)x_0$, exprimée par la surface $Omaa_0$, pour obtenir la chaleur interne totale $q_1 + \rho_1 x_1$ à l'état B.

Dans toutes les opérations que l'on peut avoir à considérer pratiquement, les rectangles tels que $Omaa_0$ sont négligeables à côté de la chaleur interne; ainsi la chaleur interne $q_1 + \rho_1$ du kilogramme de vapeur sèche à 100° atteint à peu près 600^{cal}, tandis que le terme $Ap_0(u'_0 - u)x_0$ est égal à $0^{cal},000024$.

On pourra donc en général ne pas tenir compte de ce terme, les constantes de la vapeur d'eau ne comportant pas une pareille précision, et représenter la chaleur interne totale par la surface comprise sous OAB. Nous remarquerons en passant que, dans certains problèmes, ce petit rectangle s'élimine par le jeu des signes, et qu'il vaut mieux alors ne pas le négliger [1].

Chaleur équivalente au travail accompli dans une opération isolée. — Reprenons le fluide à l'état b, et rendons la mobilité au piston du cylindre qui le contient; continuons à fournir de la chaleur, pendant que le point figuratif décrit l'opération réversible bc (*fig.* 2); puis, immobilisons le piston, enlevons de la chaleur à volume constant, et ramenons le fluide à l'état initial m, en décrivant au total les opérations cd, dm.

Dans le diagramme entropique, les transformations ci-dessus sont représentées par BC, CD, DO; la figure $abcda$ étant un cycle fermé, la chaleur équivalente est donnée par la surface ABCDA. Mais $abcd$ ne représente pas le travail effectué pendant l'opération bc : il s'en faut de la petite surface add_0a_0; celle-ci étant tout à fait négligeable, nous pourrons dire, avec une approximation toujours suffisante, que la chaleur équivalente au travail effectué pendant une opération de cycle, telle que BC, est exprimée par la

---

[1] Il est facile d'arriver au résultat d'une manière directe, car, soient OL (*fig.* 2) la ligne d'échauffement du liquide, LB l'entropie de vaporisation depuis l'état liquide jusqu'à l'état final. On a

$$\text{Surf. sous OAB} = \text{Surf. sous OLB} - \text{OLBA} = q_1 + r_1 x_1 - \int_{T_0}^{T_1} \frac{rx}{T}\, dT,$$

en vertu de l'équation de Clapeyron :

$$\frac{rx}{T} = A\frac{dp}{dT}(u' - u)x.$$

Or, AB étant une ligne de volume constant, on a

$$(u' - u)x = (u'_1 - u)x_1 = \text{const.},$$

donc

$$\int_{T_0}^{T_1} \frac{rx}{T}\, dT = A(u'_1 - u)x_1 \int_{T_0}^{T_1} \frac{dp}{dT}\, dT = A(u'_1 - u)x_1(p_1 - p_0).$$

D'où, finalement,

$$\begin{aligned}\text{Surf. sous OAB} &= q_1 + r_1 x_1 - Ap_1(u'_1 - u)x_1 + Ap_0(u'_1 - u)x_1 \\ &= q_1 + \rho_1 x_1 + Ap_0(u'_0 - u)x_0.\end{aligned}$$

surface comprise entre cette opération et les deux lignes de transformation à volume constant BA et CD, construites jusqu'au zéro centigrade.

Valeurs de l'entropie et de la température pour la vapeur surchauffée. — Il résulte des relations indiquées dans la figure 1, que, si l'on trace des lignes de volume constant équidistantes dans le diagramme pression-volume, on obtient dans la figure entropique des courbes, qui, sur la même isothermique, interceptent des segments égaux. Les surfaces comprises entre ces lignes consécutives et l'isothermique de B sont d'ailleurs égales, puisqu'elles représentent des quantités de chaleur équivalentes à des travaux égaux. La construction s'applique, non seulement aux transformations b', b'', pour lesquelles la vapeur est saturée, mais à celles qui tombent partiellement dans la zone de surchauffe, telles que b_1 et b_2; ainsi, la surface comprise entre les courbes B et B_1 est égale à la bande voisine comprise entre B et B'. En vertu d'une propriété démontrée plus haut, la surface ABIA' est équivalente au travail effectué pendant l'opération bi; par conséquent, la figure BB_1I est équivalente au travail bb_1i; on voit facilement que le trapèze curviligne $B_1B_2I'I$ est aussi équivalent au travail représenté par le rectangle $b_1b_2i'i$.

Comme on peut imaginer des lignes de pression constante infiniment rapprochées, on en conclut que, si l'on partage le triangle curviligne BB_2K en tranches horizontales infiniment étroites, ces tranches seront équivalentes à celles que l'on peut former dans le triangle dynamique correspondant bb_2k, en menant des lignes d'égale pression. D'une manière générale, si l'on considère un élément de transformation représenté par mn dans le diagramme ordinaire, on obtient, en appliquant la construction-type de la vapeur saturée, un élément MN, tel que la surface infiniment petite BMNI est équivalente à $bmni$.

Mais il importe de remarquer que les lignes, qu'on peut ainsi tracer en dehors de la zone de saturation, ne sont pas des transformations entropiques; ainsi, bm, ligne de pression constante, correspond à des températures croissantes depuis le point b; elle est représentée dans le diagramme entropique par BM' et non par BM. La ligne NM n'est donc qu'une figure auxiliaire; la surface qu'elle recouvre, supposée abaissée jusqu'au zéro absolu, n'a pas de signification.

Le cycle infiniment petit $bmni$ est représenté par le cycle thermique équivalent BM'N'I, lequel se trouve ainsi être égal à la figure auxiliaire BMNI.

Les lignes de pression constante BM', IN' sont connues par la condition que leur chaleur spécifique C est constante; on a donc, pour l'une d'elles,

$$S_{M'} = S_B + C l_n \frac{T_{M'}}{T_B}.$$

Toutes ces lignes étant équidistantes dans le sens des abscisses, il suffit d'en tracer une comme ligne de repère; on en déduit facilement toutes les

autres, puisqu'on connaît leur point de départ sur la courbe de saturation.

L'égalité des surfaces élémentaires IBM'N' et IBMN permet de déduire les points M', N', ... de M, N, etc.

Nous avons montré [1] qu'on peut obtenir le point M' par la construction suivante: on mène par B la tangente BH à la courbe d'égale pression BM'; on trace par M la parallèle MH à la tangente qui serait menée par B à la courbe limite VV de la vapeur saturée. L'ordonnée de l'intersection H est la température cherchée du point M'; il suffit donc, en prolongeant l'horizontale de H jusqu'à son intersection avec CC, de mesurer CM' égal à BR pour obtenir le point M'.

Cette construction peut être effectuée en sens inverse; elle permet alors de déduire du point M' le point auxiliaire M, et, par conséquent, le point figuratif m de l'état du fluide dans le diagramme pression-volume. Elle est grandement facilitée par le fait que les deux tangentes au point B peuvent être tracées avec beaucoup de précision, lorsqu'on les prolonge jusqu'au zéro absolu. En effet, les sous-tangentes LP, PQ ont les valeurs connues

$$LP = C,$$
$$PQ = l + \frac{dr}{dT} - \frac{r}{T}.$$

En tenant compte de la valeur de r, on a

$$PQ = l - \frac{800.284}{T},$$

qui doit être portée à droite de P en faisant abstraction du signe.

Toutes ces tangentes peuvent être plus commodément reportées le long de l'axe des entropies, aux points tels que B_0, caractérisant chacune des températures de la vapeur saturée, et si l'on a soin de les tracer à l'avance, en même temps que les lignes fondamentales du diagramme, sur un calque-cliché, on obtient des épreuves photographiques n'exigeant que très peu de constructions pour arriver au résultat. Les intersections qui fournissent les points H sont très nettes, dans les limites où la surchauffe a été appliquée jusqu'aujourd'hui.

Comme conséquence de la construction précédente, on voit que, pour des accroissements égaux de volume à pression constante à partir de la saturation, la température absolue augmente par intervalles égaux. Si l'on désigne par T la température absolue de la vapeur saturée à la pression p, et par T' celle de la vapeur surchauffée occupant sous la même pression le volume v, on a, par les relations de la figure 1,

$$g\mu = A(v - u) = \frac{g\beta}{\frac{dp}{dT}};$$

---

[1] *Revue de Mécanique*, mars 1901.

d'où

$$g\beta = A(v-u)\frac{dp}{dT}$$

et

$$BM = \alpha M - \alpha B = A(v-u)\frac{dp}{dT} - \frac{r}{T}.$$

Des triangles semblables BLQ, HBM on tire

$$\frac{T'}{T} = \frac{LQ + BM}{LQ},$$

ou, en remplaçant LQ par sa valeur,

$$\frac{T'}{T} = \frac{C - l - \frac{dr}{dT} + A(v-u)\frac{dp}{dT}}{C - l - \frac{dr}{dT} + \frac{r}{T}}.$$

Dans cette équation, il suffirait d'exprimer l, $\frac{dr}{dT}$, $\frac{dp}{dT}$ et $\frac{r}{T}$ en fonction de T, puis de remplacer T en fonction de p, pour obtenir une relation

$$\varphi(pvT') = 0,$$

qui serait l'équation caractéristique de la vapeur surchauffée.

La relation entre p et T pour la vapeur saturée n'est pas simple; les équations données par Roche, Biot, Bertrand, etc., pour exprimer cette loi donnent lieu à des calculs compliqués, et dont les résultats seraient peu intéressants. La connaissance de l'équation caractéristique est d'ailleurs superflue, puisqu'on peut obtenir géométriquement la valeur de l'une des variables en fonction des deux autres.

Pour une pression donnée p, l'inclinaison $\frac{dp}{dT}$ restant la même, on voit que le volume v varie proportionnellement à $\beta' g'$ ou à $\alpha' M$. La proportionnalité du volume à la température, la pression restant constante, exigerait que $\alpha' L$ fût parallèle à BQ, c'est-à-dire que $\alpha' B$ fût égal à LQ; or, on a

$$\alpha' B = Au\frac{dp}{dT} + \frac{r}{T}$$

et

$$LQ = C - l - \frac{dr}{dT} + \frac{r}{T}.$$

Si l'on calcule ces valeurs pour des températures croissantes, on trouve que LQ est plus grand que $\alpha' B$ jusque bien au delà des limites des tables de la vapeur saturée; la différence est donnée par les nombres suivants :

t.....	100	150	200	300
T.....	373	423	473	573
LQ — $\alpha' B$.....	0,1741	0,1589	0,1362	0,0719

La dernière valeur a été calculée en supposant que la chaleur du liquide serait encore donnée par la loi de Regnault, et l'expression de $\frac{dp}{dT}$ a été tirée de la formule de Bertrand; la pression de saturation serait de 77 atmosphères environ.

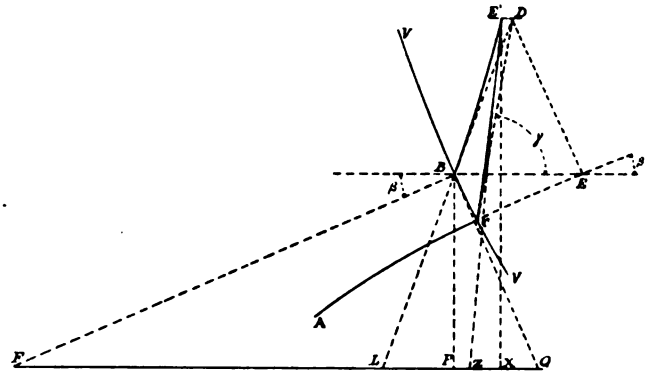
On peut conclure de ces chiffres que, dans les limites habituelles de la pression, *le volume de la vapeur surchauffée à pression constante augmente plus rapidement que la température absolue.* La variation tend à se rapprocher de la loi de proportionnalité, lorsque la pression s'élève. Ce résultat est conforme avec celui de l'équation de Zeuner :

$$pv = 50,933T - 192,5p^{\frac{1}{4}}.$$

L'accord entre les valeurs que donne la solution graphique exposée plus haut, et celles que l'on tire de cette formule, est d'ailleurs remarquable.

Transformation à volume constant. — Ayant tracé par la construction ordinaire applicable à la vapeur saturée la ligne de volume constant AC (*fig.* 3), on peut, par la méthode précédente, choisir sur cette ligne autant de points E que l'on voudra, et trouver la température de surchauffe correspondante. En

Fig. 3.



remarquant que le point est situé sur la ligne *auxiliaire* de pression constante BE, on fera passer par B la courbe entropique correspondante, ce qui achèvera de déterminer E'. En appliquant cette construction à partir du point C, on trouvera autant de points que l'on voudra de la ligne de transformation à volume constant CE'.

La chaleur spécifique à volume constant c au point E' s'obtient en menant la tangente E'Z à la courbe de transformation; elle est donnée, comme on le sait, par la sous-tangente ZX.

Proposons-nous de trouver la valeur de c au point C, c'est-à-dire sur la courbe de saturation, et, à cet effet, considérons les lignes *auxiliaires* de

pression constante BE, et de volume constant CE. Si l'on suppose que BC, et par conséquent BE, sont des infiniment petits, le point E', qui représente l'état du point auxiliaire E, s'obtiendra en menant l'élément BD de la ligne de pression constante, et la parallèle ED à l'élément CB; CD est la transformation élémentaire à volume constant, et lorsque le point C converge vers B, l'inclinaison CD converge vers la tangente à la ligne de volume constant partant du point B.

Cherchons l'angle γ compris entre les diagonales du quadrilatère BCDE, et à cette fin déterminons l'inclinaison β du côté CE.

L'équation de la ligne de volume constant AC est

$$S = \int \frac{l\,dT}{T} + \frac{rx}{T},$$

ou, à cause de l'équation de Clapeyron,

$$S = \int \frac{l\,dT}{T} + A(u' - u)x\frac{dp}{dT}.$$

Mais, le volume étant constant,

$$(u' - u)x = u'_1 - u = \text{const.},$$

u'_1 se rapportant à la température sur la courbe de saturation, pour laquelle le titre est égal à l'unité. On a donc

$$\frac{1}{\operatorname{tang}\beta} = \frac{dS}{dT} = \frac{l}{T} + A(u'_1 - u)\frac{d^2p}{dT^2} = \frac{l}{T} + \frac{r}{T}\,\frac{\frac{d^2p}{dT^2}}{\frac{dp}{dT}}.$$

Menons par le point B la parallèle BF à l'élément CE, et prolongeons-la jusqu'au zéro absolu :

$$FP = \frac{T}{\operatorname{tang}\beta},$$

et, à cause de la valeur de $\operatorname{tang}\beta$ trouvée ci-dessus,

$$FP = l + r\,\frac{\frac{d^2p}{dT^2}}{\frac{dp}{dT}}.$$

Par les relations des triangles semblables BFQ, CEB et BLQ, DBE, et en écrivant, pour plus de simplicité,

$$PL = n, \qquad PQ = m, \qquad PF = h,$$

on trouve facilement

$$\operatorname{tang}\gamma = T\,\frac{\frac{1}{m-n} + \frac{1}{m+h}}{\frac{n}{m+n} - \frac{m}{m+h}}.$$

La sous-tangente correspondant à γ, c'est-à-dire $\frac{T}{\tang\gamma}$, est la chaleur spécifique à volume constant au point B; il vient donc

$$c = \frac{T}{\tang\gamma} = \frac{hn - m^2}{2m + h + n}.$$

On a

$$n = 0,48, \qquad m = \frac{800,284}{T} - l.$$

La valeur de h renferme un quotient qu'on ne peut trouver qu'au moyen de la fonction $p = f(T)$, qui donne la pression de la vapeur saturée. Nous prendrons l'équation de Bertrand, dont la forme est relativement simple, et qui suit de très près les résultats de Regnault [1] :

$$p = G\frac{T^{79,623}}{(T + 126,37)^{88,578}}$$

avec

$$\log G = 34,21083.$$

Dans cette formule, p est exprimé en millimètres de mercure, mais cette unité s'élimine par le quotient que nous avons à calculer; il en est de même de la constante G. On obtient facilement

$$h = l + r\frac{\frac{d^2p}{dT^2}}{\frac{dp}{dT}} = l + \frac{r}{T}\,\frac{6260,199 - 14105,692\frac{T}{T + 126,37} + 7934,64\left(\frac{T}{T - 126,37}\right)^2}{79,623 - 88,578\frac{T}{T + 126,37}}.$$

Par des calculs numériques peu laborieux, on obtient, par exemple,

Pour $T = 373$ (100° C.), $\quad c = 0,349$,
» $T = 423$ (150° C.), $\quad c = 0,350$.

Ces valeurs montrent que c ne varie pas beaucoup sur la courbe de saturation; elles sont trop peu différentes toutefois pour qu'on puisse en conclure le sens de cette variation.

On peut chercher comment c varie, lorsqu'on s'éloigne de la courbe de saturation dans la zone de surchauffe. Considérons (*fig.* 4) deux lignes *auxiliaires* de pression constante AN, BM, et les transformations réelles correspondantes AN′, BM′; coupons ces lignes par les courbes auxiliaires cc', $c'c'_1$, ..., correspondant à des accroissements égaux de volume, c'est-à-dire telles que

$$cc_1 = c_1c_2 = \ldots$$

et

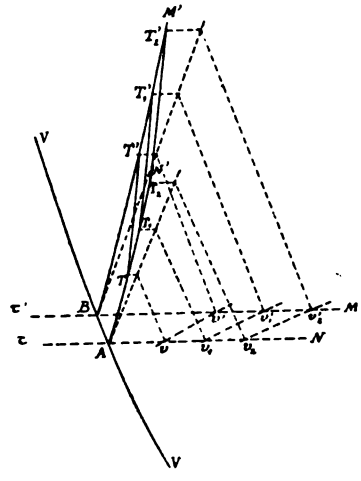
$$c'c'_1 = c'_1c'_2 = \ldots.$$

---

[1] J. Bertrand. *Thermodynamique*, p. 157.

Il résulte de la construction à employer pour obtenir les points correspondants sur les transformations AN′ et BM′, que, sur chacune de ces lignes, ces points répondent à des températures croissant en progression arithmétique.

Fig. 4.



En désignant ces températures par la lettre T, affectée d'accents et d'indices correspondants, on pourra considérer pour les quadrilatères formés par les transformations à volume constant les rapports

$$\frac{T_1 - T}{T}, \quad \frac{T'_1 - T'}{T'}, \quad \ldots.$$

Or, si pour les lignes d'égal volume la chaleur spécifique c était constante, il est facile de démontrer que l'on aurait

$$\frac{T'_1 - T'}{T'} = \frac{T_1 - T}{T}.$$

Cette égalité n'existe pas, car en appelant τ et τ' les températures absolues de saturation pour les deux lignes à pression constante considérées, v le volume de la vapeur surchauffée pour une transformation à volume constant, u'_τ et $u'_{\tau'}$ les volumes de saturation pour les deux températures τ et τ', enfin p et p' les pressions correspondantes, on trouve aisément, par les liaisons géométriques de la figure 1,

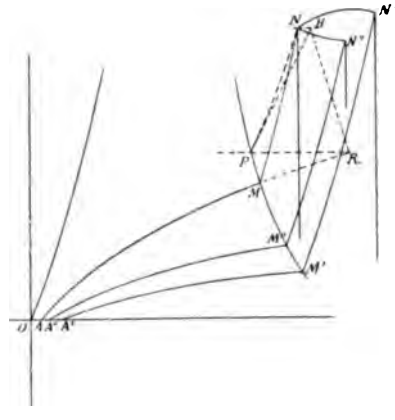
$$\frac{\dfrac{T'_1 - T'}{T'}}{\dfrac{T_1 - T}{T}} = \frac{\dfrac{E}{\dfrac{dp}{d\tau}}\left(C + \dfrac{800,284}{\tau} - l_\tau\right) + v - u'_\tau}{\dfrac{E}{\dfrac{dp'}{d\tau'}}\left(C + \dfrac{800,284}{\tau'} - l_{\tau'}\right) + v - u'_\tau}.$$

Si, partant de deux températures τ et τ', distantes par exemple de 10°, on

cherche la valeur numérique du rapport ci-dessus, on trouve un nombre plus grand que l'unité, mais qui converge rapidement vers cette valeur lorsque v augmente, c'est-à-dire lorsque, pour la même pression, la vapeur est de plus en plus surchauffée. On en conclut que la chaleur spécifique à volume constant augmente à partir de la saturation lorsque la température s'élève, mais le calcul numérique démontre que l'augmentation est très faible; le rapport $\frac{C}{c}$ diminue donc lorsque la température s'élève, mais il tend rapidement vers une valeur constante. C'est ce que l'on trouve aussi par les équations de Zeuner.

Travail interne, courbe isodynamique. — Pour tout point M de la courbe de saturation (*fig.* 5), la chaleur interne totale (c'est-à-dire comptée depuis l'état liquide à zéro) est donnée, comme nous l'avons vu, par la surface abaissée orthogonalement de OAM jusqu'au zéro absolu, AM étant une ligne

Fig. 5.



de volume constant égal à celui du fluide saturé à l'état M; si l'on continue à échauffer la vapeur à *volume* constant suivant la transformation MN, la chaleur fournie sera employée uniquement à augmenter le travail interne, attendu qu'il n'y a pas de travail extérieur effectué.

La chaleur interne de la vapeur surchauffée s'obtient donc également par la surface comprise sous la ligne de transformation à volume constant, mais cette ligne change d'allure sur la courbe de saturation.

La recherche de N se fait par la construction que nous avons indiquée, soit que l'on donne la température et le volume, ou bien la pression et le volume. Pour ce dernier cas, qui est le plus fréquent, il suffit de mener la ligne auxiliaire de pression PR, de prolonger la ligne de volume constant AM par la ligne auxiliaire MR. Les deux directions PH, RH font connaître par leur intersection la température du point final, tandis que la ligne de pression constante PN donne l'entropie.

Pour trouver numériquement la chaleur interne à l'état N, il faudrait à la chaleur interne de la vapeur saturée ajouter la surface comprise orthogonalement sous la transformation MN, ce qui exigerait le tracé de celle-ci, attendu que nous n'avons pas déterminé la variable c. Mais, en vertu d'une remarque déjà faite, la surface délimitée par les transformations MN, PN est égale à celle comprise entre les lignes auxiliaires MR, PR; on aura ainsi

$$Q_M^N = Q_P^N - Q_P^M - PNM = C(T_N - T_P) - Q_P^M - PRM.$$

Il est donc très facile de trouver la chaleur interne de la vapeur surchauffée en s'aidant des tables de la vapeur saturée, et en mesurant au planimètre le triangle curviligne PMR. Cette recherche n'exige pas que les lignes MN et PN soient tracées; il suffit que par le triangle PRH on ait déterminé la température T_N.

Nous avons cherché de cette manière, sur un tracé aussi exact que possible, quelques valeurs de la chaleur interne pour des pressions et des températures variées; nous avons, d'autre part, déterminé ces mêmes valeurs par l'équation de Zeuner

$$U = 476,11 + 3Apv;$$

l'écart entre les résultats est toujours resté inférieur à $\frac{1}{1000}$. Nous pouvons conclure de cet accord que l'énergie intérieure reste la même lorsque le produit pv est constant, c'est-à-dire que l'isodynamique dans le diagramme pression-volume est une hyperbole équilatère. Cette propriété est l'un des points de départ de la théorie de Zeuner; nous la trouvons comme une *conséquence nécessaire de la constance de* C.

Travail accompli pendant une opération ouverte, chaleur équivalente. — Pour toute opération NN' (*fig.* 5), pendant laquelle le fluide surchauffé accomplit du travail, la chaleur AL équivalente au travail L effectué est, par l'équation du principe de l'équivalence :

$$AL = Q + U_N - U_{N'},$$

Q étant la chaleur fournie, U_N et $U_{N'}$ étant les chaleurs internes à l'état initial et à l'état final.

Pour représenter graphiquement AL, il suffit de faire passer par N et N' les lignes de volume constant NMA, N'M'A'; on voit facilement que, Q étant exprimé par la surface comprise orthogonalement sous la transformation NN', on doit avoir

$$AL = \text{surf. } AMNN'M'A'.$$

Cette propriété, que nous avons démontrée au commencement de ce mémoire pour la vapeur saturée, est donc générale; elle est encore vraie lorsque l'opération traverse la ligne de saturation. Il en résulte que la théorie

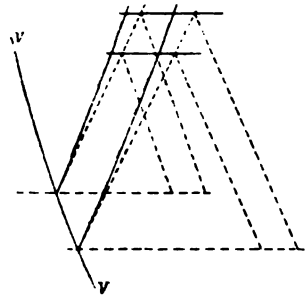
que nous avons exposée ailleurs [1] pour l'analyse thermique des machines à vapeur, et par laquelle nous n'avons fait que légitimer des résultats déjà donnés par M. Lelong [2], il en résulte, disons-nous, que cette théorie est applicable aux machines à vapeur surchauffée, et en particulier lorsque la surchauffe ne s'étend qu'à une partie du cycle, ce qui est d'ailleurs le cas habituel.

Pour toute transformation isodynamique, la chaleur fournie est équivalente au travail effectué; par conséquent, si l'on trace par deux points N et N″ d'une pareille transformation les lignes de volume constant NMA, N″M″A″, la surface abaissée orthogonalement sous NN″ est égale à celle comprise entre l'opération et ces lignes de volume constant, soit AMNN″M″A″.

Transformation isothermique. — Une pareille transformation, représentée dans le diagramme entropique par une ligne droite d'ordonnée constante, peut être reportée par points sur le diagramme pression-volume; on constate qu'elle reste un peu au-dessus de l'hyperbole équilatère pour des pressions décroissantes. Pour les gaz parfaits, on sait que l'isodynamique et l'isothermique se confondent, et que les deux transformations suivent l'hyperbole équilatère.

Comme conséquence du mode de construction employé pour déduire l'une de l'autre les deux courbes (*fig.* 6), on trouve aisément que, si l'on considère

Fig. 6.



plusieurs isothermiques interceptant sur une ligne d'égale pression des accroissements de volume Δv, $\Delta v'$, ..., les accroissements de volume Δv_1, $\Delta v'_1$, ... interceptés sur toute autre ligne d'égale pression sont proportionnels à Δv, $\Delta v'$, etc. On a, de plus, en appelant p et p_1 les pressions, τ, τ_1 les températures absolues correspondantes,

$$\frac{\Delta v_1}{\Delta v} = \frac{\left(C - l_1 + \frac{800,28\,j}{\tau_1}\right)\tau \frac{dp}{d\tau}}{\left(C - l + \frac{800,28\,j}{\tau}\right)\tau_1 \frac{dp_1}{d\tau_1}};$$

[1] *Revue de Mécanique*, mars et mai 1901.

[2] *Bulletin de l'Association technique maritime*, n° 10, année 1899.

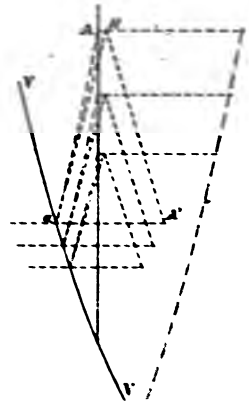
on constate par le calcul que le rapport $\frac{\Delta v_1}{\Delta v}$ ne s'écarte pas beaucoup du rapport inverse des pressions; la différence n'est cependant pas négligeable: ainsi, pour $\tau = 453$ (180° C.), et $\tau_1 = 323$ (50° C.), on a $\frac{\Delta v_1}{\Delta v} = 93$ environ, tandis que le rapport des pressions est voisin du nombre 82. D'après l'équation de Zeuner,

$$pv = 50{,}933\,T - 192{,}5\,p^{\frac{1}{4}},$$

les accroissements de volume compris entre deux isothermiques seraient rigoureusement en raison inverse des pressions. C'est le seul point sur lequel nous ayons trouvé cette équation en défaut, en tant que l'on admette la constance de C.

Transformation adiabatique. — Pour trouver cette transformation dans le diagramme pression-volume, on prendra différents points sur la ligne droite d'abscisse constante, qui représente l'opération dans le système entropique; on fera passer par ces points des lignes de pression constante telles que Aa (*fig.* 7), puis la construction du triangle connu aHA′ donnera le point

Fig. 7.



auxiliaire A′, qu'il suffit de ramener par le tracé ordinaire sur la ligne de pression correspondante.

On obtient ainsi une courbe répondant à l'équation

$$pv^k = \text{const.}$$

Le calcul de k, effectué au moyen de relevés graphiques, donne très exactement la valeur 1,333, soit $\frac{4}{3}$, comme Zeuner l'avait supposé *a priori;* Hirn et Cazin avaient trouvé la même valeur expérimentalement. On a quelquefois fait remarquer que la chute de pression de la courbe adiabatique est rapide;

cela est vrai si on la compare à l'adiabatique de la vapeur saturée, mais cette chute est moins rapide que pour un gaz permanent, où la valeur de k est égale à 1,41.

Pour l'une de ces courbes, tracée entre les températures de 673° (400° C.) et 380° (107° C.), nous avons trouvé

$$\frac{T}{T'} = \left(\frac{p}{p'}\right)^x$$

avec $x = 0,25$, c'est-à-dire

$$x = \frac{k-1}{k},$$

valeur qui résulte aussi des équations de Zeuner.

Nous avons résumé dans la planche I les tracés des diverses lignes de transformation. Pour ne pas sortir du format de cette publication, nous avons retranché de la figure, dans le sens des entropies, une bande de largeur constante; la ligne d'égal volume ne figure pas sur ce dessin. L'isodynamique est celle qui passe par l'état de saturation à 140° C.; elle est prolongée dans la zone de saturation. L'adiabatique choisie est celle qui passe par la température de 400° C. pour la pression absolue de $12^{kg},8396$ par centimètre carré; cette pression correspond à la température de saturation de 190° C.

Examen du fonctionnement des machines à vapeur surchauffée. — La surchauffe a été préconisée par Hirn, et employée avec succès, même dans la navigation, il y a plus de 40 ans; on sait qu'elle avait été abandonnée à cause de difficultés pratiques, qui sont bien près aujourd'hui d'être complètement résolues. Grâce à l'emploi universel des huiles minérales pour le graissage des obturateurs et des cylindres, à quelques améliorations dans la confection des bourrages, et aussi aux dispositions meilleures qu'on donne aux surchauffeurs, on ne craint nullement d'admettre la vapeur à 250° C. pour une pression de 8^{kg} à 10^{kg}, dans de grands moteurs fixes pourvus de distributions à obturateurs Corliss ou à soupapes; il y a des exemples de moteurs de dimensions plus réduites, où la température d'admission atteint 350° C.

On sait que la surchauffe employée entre ces limites n'améliore que dans une mesure très faible le cycle *théorique* de la machine à vapeur; l'amélioration du cycle pratique ou réel est généralement beaucoup plus prononcée; elle tient, comme Hirn l'avait remarqué, à une diminution des phénomènes parasites, qu'il a mis en lumière si complètement, et elle tient uniquement à cette diminution, dans tous les cas où la surchauffe initiale n'est pas assez prononcée pour persister dans le cylindre jusqu'au commencement de la détente.

Nous comptions donner, comme conclusion pratique à ce mémoire, l'analyse des cycles de différents moteurs fonctionnant dans des conditions variées de surchauffe. En attendant d'avoir pu saisir nous-même l'occasion de pratiquer des essais spécialement conduits en vue de cette analyse, nous avons dû nous borner à recueillir des données d'expériences pratiquées par d'autres.

Elles ne sont pas aussi nombreuses que nous l'aurions désiré, et elles ne comprennent que des exemples de surchauffes modérées. Nous nous faisons un devoir de remercier M. Schröter, professeur à l'École Polytechnique de Munich, et M. Walther-Meunier, ingénieur en chef de l'Association Alsacienne des propriétaires d'appareils à vapeur, qui ont bien voulu nous procurer les résultats d'expériences qu'ils ont effectuées, ainsi que les diagrammes originaux et les données de construction des machines. La grande habileté de ces ingénieurs est une garantie d'exactitude suffisante pour presque toutes les données qui nous serviront de point de départ.

Toutefois, nous ne nous flattons pas d'en tirer des conclusions absolument exactes, même dans les limites d'approximation que comporte l'expérience la mieux faite; il y a, en effet, dans les essais de cette nature, bien des circonstances spéciales qui échappent à celui qui n'en est pas l'auteur; telles observations qu'on laisse forcément au second plan, si elles ne servent pas au but spécial que l'on a en vue, sont tout à fait essentielles dans une analyse comme celle que nous poursuivons. Il n'est nullement nécessaire, dans un essai industriel, de mesurer le volume des espaces nuisibles, ni de s'assurer de l'étanchéité des obturateurs et des pistons; il n'est pas nécessaire non plus de séparer dans les diagrammes les phases de compression, d'introduction, de détente et d'échappement. Toutes ces circonstances doivent, au contraire, être connues exactement pour faire l'étude des pertes calorifiques. Or, nous n'avons pu séparer les phases de la distribution que par le changement d'allure des lignes des diagrammes; ce changement est assez nettement marqué pour les machines Corliss; il l'est moins pour les distributions par soupapes, et surtout aux cylindres détendeurs. A défaut d'indications exactes tirées de la régulation (encore devraient-elles être relevées à chaud sur les cylindres), il y a un point des diagrammes qu'il peut être à peu près impossible de trouver : c'est celui où l'échappement s'ouvre, chaque fois qu'il s'agit d'un cylindre qui évacue dans un réservoir se trouvant très approximativement à la même pression. On peut croire, dans ce cas, que la détente continue jusqu'à l'extrémité de la course, c'est-à-dire jusqu'à la pointe du diagramme, alors que l'échappement peut très bien se trouver déjà ouvert. Nous devons donc faire à l'avance quelques réserves sur les analyses que nous allons donner.

I. Machine Corliss construite par M. Berger-André, établie aux filatures et tissage de la Cité, à Mulhouse.

Les essais ont été faits par MM. Walther-Meunier et Ludwig.

Les données de construction du moteur sont :

Diamètre du petit cylindre	560^{mm}
Tige de piston, à l'avant seulement	105^{mm}
Volume des espaces nuisibles sur chaque face	$3^{l},60$
Diamètre du cylindre moyen	800^{mm}

Tige de piston face arrière	105^{mm}
Tige de piston face avant	125^{mm}
Volume des espaces nuisibles sur chaque face	$10^{l},95$
Course commune des deux pistons placés en *tandem* sur la même tige.	$1^{m},370$
Diamètre du grand cylindre	$1^{m},150$
Tige de piston sur les deux faces	120^{mm}
Volume des espaces nuisibles sur chaque face	$20^{l},50$
Course	$1^{m},370$

Le groupe *tandem* actionne l'une des manivelles, le grand cylindre agit seul sur l'autre, calée à angle droit.

Les trois cylindres sont munis d'enveloppes. La vapeur venant du surchauffeur parcourt l'enveloppe du cylindre à haute pression avant de passer par les valves d'admission; la même disposition est répétée à chaque cylindre, c'est-à-dire que la vapeur traverse toujours l'enveloppe avant son admission au cylindre correspondant.

Voici maintenant les chiffres recueillis pendant deux expériences séparées, avec des surchauffes différentes, qui ont été faites respectivement le 9 juillet 1895 et le 8 mai 1896, ainsi que les données déduites des courbes d'indicateur, en ce qui concerne le poids de vapeur, supposée saturée et sèche, emprisonnée par la compression dans chaque cylindre. Nous devons faire remarquer que le jeu de diagrammes servant de base à l'analyse donne une puissance nécessairement un peu différente de celle qui exprime la moyenne développée pendant l'essai; le poids admis par coup de piston, dans ce jeu de diagrammes fondamental, a été obtenu en supposant qu'il est proportionnel au travail, dans les limites de l'écart peu considérable qui s'est produit pendant l'essai.

		Premier essai. 1895.	Deuxième essai. 1896.
Pression effective moyenne aux chaudières		$11^{kg},48$	$11^{kg},40$
Température correspondante		189°	188°,50
Température de la vapeur à la sortie du surchauffeur		251°	288°
Température de la vapeur à l'entrée de l'enveloppe du premier cylindre		238° (1)	274°,19
Température à l'entrée du premier cylindre		228°.3	253°,09
Puissance indiquée moyenne de l'essai :		chx	chx
Petit cylindre	N	182,73	428,64
	R	201,18	
Cylindre moyen	N	63,85	105,01
	R	61,98	
Grand cylindre	N	144,11	282,42
	R	146,75	
Puissance totale moyenne		800,60	816,07

(1) Cette température n'a pas été mesurée; nous l'avons évaluée approximativement par comparaison avec la perte observée dans la canalisation pour le deuxième essai.

		Premier essai. 1895.	Deuxième essai. 1896.
Puissance développée pour le diagramme choisi comme type :			
Petit cylindre	A	188,59	475,18
	R	207,47	
Cylindre moyen	A	65,17	111,96
	R	63,05	
Grand cylindre	A	144,10	300,89
	R	145,58	
Total		814,26	888,03

Nombre de tours moyen par minute	70,237	70,422
Durée de l'essai	$22^h 10^m$	"
Consommation de vapeur par cheval et par heure, y compris les condensations des enveloppes	kg 5,174	kg 4,676
Poids d'eau condensée par heure dans les enveloppes :		
Petit cylindre et conduite	8,35	10,72
Cylindre moyen	75,14	10,68
Grand cylindre	127,73	118,01

Poids de vapeur retenu dans l'espace nuisible du petit cylindre, par coup de piston, pour le diagramme-type.		kg $\mu = 0,0452$	kg 0,0438
Poids admis au petit cylindre par coup de piston		$P = 0,4822$	0,4900
Poids du fluide pendant la détente		$P + \mu = 0,5274$	0,5338
Condensation dans l'enveloppe, par coup de piston		$e = 0,001$	0,0013
Poids analogues calculés pour le cylindre moyen		$\mu' = 0,0288$	0,0305
		$P' = 0,4734$	0,4887
		$P' + \mu' = 0,5022$	0,5192
		$e' = 0,0088$	0,0013
Poids analogues calculés pour le grand cylindre		$\mu'' = 0,0258$	0,0306
		$P'' = 0,4586$	0,4748
		$P'' + \mu'' = 0,4844$	0,5054
		$e'' = 0,0149$	0,0139

Les diagrammes-types sont reproduits dans les planches II et III, ainsi que les diagrammes entropiques qui en ont été tirés. Le vide au condenseur n'est pas donné, non plus que la température du trop-plein, et il est par conséquent impossible de tracer le cycle idéal (ou de Rankine), en l'abaissant jusqu'à cette température. Comme il s'agit surtout d'établir une comparaison entre des modes différents de fonctionnement, mais dans lesquels les imperfections entre le grand cylindre et le condenseur restent les mêmes, nous avons supposé que la température inférieure du cycle est celle qui correspond à la pression la plus basse dans le dernier cylindre. Dans le même ordre d'idées, nous avons supposé que l'alimentation est abandonnée par le condenseur à

cette température. Nous avons admis enfin que l'eau de condensation des enveloppes successives rentre aux chaudières aux températures correspondantes. Nous pouvons ainsi, au moyen des diagrammes entropiques, former le tableau ci-après :

	Premier essai.	Deuxième essai.
	Cal	Cal
Chaleur fournie au cycle complet	300,73	312
Chaleur qui serait transformée en travail par le cycle de Rankine.	75,58	77,5
Chaleur transformée en travail dans la machine réelle	61,49	66
Rendement du cycle de Rankine	0,251	0,248
Rendement du cycle réel par rapport au cycle de Rankine	0,813	0,851

ÉCHANGES DUS AUX PAROIS.

Petit cylindre.

Chaleur absorbée pendant la compression	7,40	12,50
Chaleur absorbée pendant l'introduction	17,60	−6,25
Chaleur absorbée pendant la détente	7,77	11,80
Chaleur cédée par l'enveloppe	2,79	6,55
Chaleur rendue pendant l'échappement	35,42	24,60

Cylindre moyen.

Chaleur absorbée pendant la compression	6,30	9,60
Chaleur absorbée pendant l'introduction	6,38	12,25
Chaleur rendue pendant la détente	11,95	22
Chaleur cédée par l'enveloppe	5,31	0,67
Chaleur rendue pendant l'échappement	6,14	0,52

Grand cylindre.

Chaleur absorbée pendant la compression	7,96	9,10
Chaleur absorbée pendant l'introduction	16,21	6,05
Chaleur rendue pendant la détente	14,60	11,40
Chaleur cédée par l'enveloppe	8,00	7,10
Chaleur rendue pendant l'échappement	17,57	10,85

Ces résultats, tant numériques que graphiques, appellent quelques commentaires.

Dans le premier essai, la surchauffe est entièrement perdue pendant l'introduction au premier cylindre; les échanges sont néanmoins très faibles. Les parois enlèvent de la chaleur au fluide au commencement de la détente, pour en restituer ensuite, sans que cette restitution persiste jusqu'au commencement de l'échappement; il y a là une anomalie, qui s'expliquerait par une irrégularité accidentelle de la courbe d'indicateur ou par une légère fuite.

Les échanges successifs se traduisent finalement par une perte entre les parois du dernier cylindre et la vapeur d'échappement. On sait que cet échange ne donne pas la mesure des pertes du cycle, parce qu'il comprend

de la chaleur qui serait perdue par la machine idéale dans sa vapeur d'échappement. La perte globale due aux défauts, tant calorifiques que mécaniques, du cycle doit s'évaluer par rapport à ce qui serait transformé en travail dans le cycle parfait avec le même volume de détente que dans la machine réelle ; on trouve qu'elle serait approximativement de 12^{Cal}, en négligeant la perte de charge du dernier échappement, qu'on peut supposer la même dans les deux expériences.

Dans le second essai à plus forte surchauffe, où les pertes du cycle sont un peu moindres, on remarque que la vapeur reste surchauffée au commencement de la détente du cylindre admetteur, que cette détente est sensiblement adiabatique tant que la surchauffe persiste, et qu'elle change nettement d'allure aussitôt que le fluide est saturé.

Dans les deux cas, la première enveloppe se montre très peu active, ce qui s'explique par la faiblesse des échanges. Les phénomènes de parois au premier cylindre présentent pour le second essai une anomalie qui s'explique difficilement; le sens de l'échange pendant l'introduction y est renversé, c'est-à-dire que la paroi fournirait de la chaleur à la vapeur. Mais il faut observer qu'il est difficile de séparer exactement les périodes de compression et d'introduction; dans un cylindre à espace nuisible très faible, comme celui-ci, la courbe de compression monte rapidement, et il est délicat de déterminer le point où elle se raccorde avec la période d'introduction. On arrive à une appréciation plus exacte en ajoutant les échanges des deux périodes, et l'on trouve alors des résultats vraisemblables.

Les écarts qui existent entre les échanges des deux essais pour le deuxième et le troisième cylindres ne s'expliquent pas par le régime différent du premier, car la surchauffe y a totalement disparu dans les deux cas. Si les échanges se montrent différents aux deux essais, cela peut tenir à des causes diverses, et notamment à ce que les deux expériences ne sont pas tout à fait comparables; le régime des pressions est un peu différent dans les diagrammes-types; les phases supposées de la distribution peuvent ne pas concorder avec la régulation réelle, et enfin, les essais ayant été faits à près d'une année d'intervalle, la machine peut ne pas s'être trouvée exactement dans le même état pour les deux expériences.

Nous nous garderons donc de comparer trop étroitement des conclusions, qui ne sauraient être assez différentes pour ne pas être influencées par de nombreuses causes d'erreur, même peu importantes.

A première vue, il semble que l'économie en faveur du second essai a été nettement prononcée, si l'on envisage les poids de vapeur consommés par cheval; mais la différence se réduit à 6 pour 100 environ, lorsqu'on tient compte de la chaleur due à la plus forte surchauffe.

En résumé, la comparaison entre les deux essais ne montre rien de saillant, mais, dans l'ensemble, les pertes calorifiques des diagrammes sont très faibles, et beaucoup moins importantes qu'elles ne le sont d'ordinaire dans

les machines fonctionnant à la vapeur saturée dans les mêmes circonstances de pression et de détente.

II. Machine compound tandem à soupapes, avec dynamo accouplée. — Essai communiqué par M. le professeur Schröter. — Les données de construction de ce moteur sont résumées ci-après :

Petit cylindre.

Diamètre du piston	$726^{mm},8$
Diamètre de la tige, face avant	$160^{mm},5$
Course du piston	$1^{m},300$
Volume de l'espace nuisible sur chaque face	$26^{l},31$

Grand cylindre.

Diamètre du piston	$1102^{mm},5$
Diamètre de la tige, sur les deux faces	160,5
Course du piston	$1^{m},300$
Volume de l'espace nuisible sur chaque face	$54^{l},66$

Les deux cylindres sont munis d'enveloppes, tant au pourtour que sur les fonds. Pour le cylindre à haute pression, l'enveloppe est chauffée par une bifurcation greffée sur le tuyau d'admission, mais cette bifurcation est fermée lorsque la machine fonctionne à forte surchauffe, de sorte que l'enveloppe est alors virtuellement supprimée; c'est ce qui a été fait dans l'essai que nous analysons. La faible condensation trouvée dans cette première enveloppe provient de ce que la soupape d'isolement n'était pas parfaitement étanche.

Le réservoir intermédiaire est lui-même enveloppé de vapeur surchauffée prise en dérivation sur le tuyau d'admission au premier cylindre. L'enveloppe du grand cylindre est traversée par la vapeur qui est ensuite admise à ce cylindre.

L'eau condensée dans les trois enveloppes a été recueillie et mesurée, en prenant toutes les précautions nécessaires pour empêcher l'évaporation. Les diagrammes ont été calculés au moyen des échelles obtenues par le tarage direct des ressorts, en tenant compte des différences de déformation accusées sous des pressions et des vides échelonnés.

Voici les données recueillies pendant l'essai :

Pression effective moyenne à la chaudière	$8^{kg},65$
Température de saturation correspondante	$177^{\circ},5$
Température moyenne à la sortie du surchauffeur	274°
Pression effective moyenne à l'entrée du petit cylindre	$7^{kg},60$
Température de saturation correspondante	$172^{\circ},6$
Température moyenne observée à l'entrée du petit cylindre	$248^{\circ},1$
Température observée, pour le jeu de diagrammes choisi	250°
Durée de l'essai	$3^{h},667$
Nombre de tours moyen par minute	90,4

Puissance indiquée moyenne :

Petit cylindre :	N....	319,5	
	R...	330,5	
Grand cylindre :	N....	228,7	
	R...	234,5	
Total.....		1113,2	1113chx,2

Puissance indiquée pour le jeu de diagrammes choisi :

Petit cylindre :	N....	321,2	
	R....	340,5	
Grand cylindre :	N....	224,7	
	R....	232,8	
Total.....		1119,2	1119chx,2

Vapeur consommée par cheval et par heure, y compris celle des enveloppes. 5kg,22

Condensation des enveloppes, par heure :

Enveloppe du petit cylindre.....	6kg,50
Enveloppe du réservoir.....	47kg,60
Enveloppe du grand cylindre.....	149kg,00

En partant de ces données, nous avons calculé les poids de vapeur admis aux deux cylindres pour les diagrammes-types choisis; ces poids ainsi que les diagrammes ont permis d'établir le diagramme entropique (*Pl. IV*), et d'en tirer, par des mesures planimétriques, les résultats consignés à la fin du tableau suivant :

Petit cylindre.

Poids de vapeur retenu par la compression (μ).....	0,10430 kg
Poids de vapeur admis par coup de piston (P).....	0,53356
Poids total du fluide pendant la détente ($P + \mu$).....	0,63786
Poids condensé dans l'enveloppe par cycle.....	0,00060

Réservoir.

Poids condensé dans l'enveloppe par cycle.....	0,00440

Grand cylindre.

Poids de vapeur retenu par la compression (μ').....	0,07151
Poids de vapeur admis par coup de piston (P').....	0,51979
Poids total du fluide pendant la détente ($P' + \mu'$).....	0,59130
Poids condensé dans l'enveloppe par cycle.....	0,01377
Chaleur fournie au cycle, en supposant que l'eau est reprise par les chaudières à la température du point où commence la compression du grand cylindre, et que l'eau des enveloppes est reprise à la température correspondant aux pressions qui y règnent.....	335,7 Cal
Chaleur qui serait convertie en travail par le cycle de Rankine entre les mêmes températures que le cycle réel.....	73,5
Chaleur convertie en travail par le cycle réel.....	65
Rendement absolu du cycle de Rankine.....	0,219
Rendement du cycle réel par rapport à celui de Rankine.....	0,884

Échanges dus aux parois du petit cylindre.

	Cal
Chaleur absorbée par les parois pendant la compression et l'introduction réunies	1,53
Chaleur rendue pendant la détente	14,10
Chaleur fournie par l'enveloppe	0,31
Chaleur absorbée par les parois pendant l'échappement (1)	12,26

Échanges dus aux parois du grand cylindre.

Chaleur absorbée pendant la compression et l'introduction réunies	10,00
Chaleur rendue pendant la détente	10,95
Chaleur fournie par l'enveloppe	7,50
Chaleur rendue par les parois pendant l'échappement	6,55

La chaleur rendue par les parois pendant l'échappement du grand cylindre ne provient ici que pour une faible part des pertes calorifiques du cycle, lesquelles se manifestent au grand cylindre, et d'une façon modérée. C'est l'étranglement existant entre les deux cylindres, qui est la cause du déchet le plus important.

Les échanges relevés au petit cylindre appellent forcément des réserves: on constate, en effet, que les parois n'absorbent presque pas de chaleur pendant la compression et l'introduction réunies, qui comprennent pourtant pendant l'admission les températures élevées du cycle; d'autre part, le cylindre fournit pendant la détente une quantité de chaleur relativement importante, et comme l'action de l'enveloppe est à peu près nulle, il faudrait que le cylindre se réchauffât pendant l'échappement, ce qui est impossible. Nous avons vérifié les figures avec soin, croyant découvrir une erreur de tracé, mais sans trouver de différences appréciables; nous ferons remarquer que pour un cycle où les pertes calorifiques sont notables, une erreur commise dans l'interprétation de l'une des phases du diagramme peut ne pas affecter beaucoup le résultat final, tandis que la même erreur peut renverser complètement le sens des échanges, si les pertes calorifiques sont très réduites. Il nous paraît probable que l'anomalie qui se révèle ici provient d'un relèvement insolite de la courbe de détente.

On remarque aussi que la vapeur reste surchauffée au premier cylindre pendant toute la détente, et qu'elle n'est pas revenue à la saturation au moment où elle s'échappe au réservoir; elle se trouve alors à la température de 145°, tandis que la température de saturation qui correspond à sa pression est à peine supérieure à 120°. La vapeur se retrouve légèrement surchauffée dès l'origine de la détente au grand cylindre, et conserve une surchauffe de quelques degrés au moment où elle s'échappe au condenseur; ce résultat ne semble pas inexplicable, si l'on remarque que le réservoir est entouré d'une

(1) Ce résultat paraît inexplicable, ainsi que nous le remarquerons plus loin.

enveloppe alimentée à la température maximum du cycle, et que l'étranglement entre les deux cylindres contribue aussi à produire la surchauffe, en l'absence d'un refroidissement important dû aux parois.

Toutes réserves faites sur le caractère exceptionnel des échanges que cette analyse signale au petit cylindre, le présent exemple paraît démontrer qu'une surchauffe relativement modérée suffit, dans les machines fixes modernes, pour supprimer à peu près entièrement les pertes calorifiques, qui sont toujours une cause importante du déchet de rendement des moteurs à vapeur.

LE CHAUFFAGE DES CHAUDIÈRES AU NAPHTE

EN RUSSIE [1];

PAR M. LAUBEUF,
Ingénieur en chef de la Marine.

I. — Nature du combustible employé, emmagasinage à terre.

1. *Combustible employé.* — Le combustible employé presque partout est le *mazout* ou astaki, résidu de la distillation régulière du naphte brut.

On emploie aussi quelquefois le résidu évaporé naturellement dans les lacs ou flaques de naphte, qui se produisent autour de certaines fontaines jaillissantes, quand on est dans l'impossibilité de recueillir le naphte. Ce dernier produit ne peut naturellement pas avoir une composition bien fixe. S'il n'est pas assez évaporé, il contient encore des benzines, qui abaissent son point d'inflammation. S'il l'est trop, ce qui arrive ordinairement, il est trop épais, et l'on est conduit à lui ajouter des kérosènes pour le rendre plus fluide; dans ce cas encore le point d'inflammation s'abaisse (70° à 80° souvent). C'est également ce qui arrive quand on veut brûler des goudrons et résidus, auxquels il faut ajouter des kérosènes.

Le pétrole lampant, ou kérosène, n'est employé nulle part au chauffage des chaudières, à cause des dangers d'incendie qu'offre sa facilité d'inflammation.

Nous nous occuperons donc seulement du *mazout*, résidu de la distillation régulière du naphte.

Le naphte de Bakou donne environ 35 pour 100 de kérosène, 60 pour 100 de mazout, 5 pour 100 de déchets.

Le mazout employé a des propriétés assez variables.

2. *Densité.* — Le mazout de Bakou a une densité de 0,90 à 0,920, tandis que le mazout du Kouban, provenant de naphte beaucoup plus lourd,

[1] Renseignements recueillis par l'auteur au cours d'un voyage en Russie en 1898.

pèse 0,934 à 0,955. La densité est d'ailleurs plus forte en hiver qu'en été, parce qu'en été l'eau contenue dans le naphte se sépare plus facilement.

Voici les densités du mazout employé dans diverses installations (densité à 14° R.) :

Compagnie Moscou-Kazan, 0,895 à 0,913, densité demandée par cahier des charges;

Compagnie Moscou-Koursk, 0,910 à 0,915, densité demandée par cahier des charges;

Compagnie Vladikavkaz, 0,902 à 0,910, densité demandée par cahier des charges;

Compagnie Kavkaz et Merkouri, 0,924, densité demandée par cahier des charges;

Usine Hubner, 0,908 à 0,912, densité demandée par cahier des charges.

Tous ces naphtes proviennent de Bakou. La Compagnie Russe de Navigation et de Commerce de la mer Noire emploie les naphtes du Kouban, dont la densité est donnée plus haut.

3. *Viscosité, point d'inflammation,* etc. — Aucune condition n'est inscrite dans les cahiers des charges pour la viscosité.

Le point d'inflammation (ou flashing point) est variable avec les différentes provenances de naphte, avec un minimum de 100 à 110° C. Le mazout lourd du Kouban a un point d'inflammation plus élevé que celui de Bakou.

La Marine Russe a demandé 120° pour diverses fournitures. Les dernières commandes à la Compagnie du Standard Russe portent : Densité 0,950 (naphte du Kouban). Point d'inflammation, pas inférieur à 100°.

La Marine Italienne a acheté en 1897 une quantité considérable de naphte du Kouban répondant aux conditions suivantes :

I. Provenance exclusive de la distillation du naphte.

II. Point d'inflammation pas au-dessous de 135° C., en milieu clos, mesuré par l'appareil Penski-Martin.

III. Poids spécifique compris entre 0,910 et 0,960, à la température de 20° C.

IV. Pouvoir calorifique pas inférieur à 10 000 calories, mesuré par l'appareil Levis-Tompson.

On pense généralement qu'il est tout à fait inutile de demander un point d'inflammation aussi haut. 100° C. paraît très suffisant [1].

La quantité d'eau contenue dans le mazout est un point très important. La combustion est d'autant meilleure que cette quantité est moindre.

---

[1] En imposant des conditions trop dures pour le point d'inflammation, on est conduit : 1° à payer beaucoup plus cher; 2° à avoir un mazout très visqueux, qui se pulvérise beaucoup plus difficilement que ceux employés en Russie. Si l'on considère que le point d'inflammabilité des pétroles lampants varie de 27° à 56°, avec une moyenne de 40°, on voit que le chiffre de 100° C. indiqué plus haut donne toute sécurité.

L'usine Hubner admet 3 à 6 pour 100 d'eau. La quantité au-dessus n'est pas payée.

Pour la déterminer on prend la densité du mazout d, puis on le chauffe pendant quelque temps à 103°, et l'on reprend la densité d'. Ces deux mesures permettent de déterminer la quantité x d'eau,

$$(1 - x)\, d' + x = d.$$

A l'arsenal de Sévastopol, on demande seulement 2 pour 100 d'eau. On le mesure soit au moyen d'un petit appareil distillatoire, soit simplement en chauffant légèrement et en ajoutant de la benzine, qui précipite l'eau au fond d'une éprouvette graduée.

Pendant l'été, l'eau contenue dans le naphte se sépare beaucoup plus facilement que pendant l'hiver, et il faut avoir soin de purger le fond des réservoirs à intervalles réguliers.

On m'a cité le fait suivant : la précaution ci-dessus ayant été omise, l'eau contenue dans le fond d'un réservoir est arrivée aux brûleurs et a éteint d'un seul coup toutes les chaudières de l'usine.

Le coefficient de dilatation, dont il y a lieu de tenir compte lors du remplissage des citernes et réservoirs, est de 0,000733 (chiffre moyen).

L'air nécessaire pour la combustion est pratiquement de 15^{m^3} par kilogramme.

Le pouvoir calorifique est généralement compris entre 10 500 et 12 000 calories. Un essai fait à l'usine Hubner a donné 11 460. On peut compter sur 11 000.

4. *Emmagasinage à terre.* — Le transport des lieux de production aux points de consommation se fait au moyen de wagons-citernes et de bateaux-citernes, sur lesquels je n'insisterai pas.

A Novorossiisk, la Compagnie du Standart Russe possède une série de réservoirs cylindriques, à fond bombé, contenant environ $32\,000\,000^{kg}$ de mazout, qui y arrive de l'usine de distillation (située assez haut dans la montagne) par des tuyaux. De ces réservoirs, situés à une certaine hauteur au-dessus de la mer, le naphte se rend, par divers tuyaux de 20^{cm} de diamètre, aux appontements où accostent les navires pétroliers.

On visse sur des raccords ménagés sur ces tuyaux des manches flexibles, qui déversent le mazout dans les citernes par écoulement naturel. Quand on veut aller plus vite, les pompes placées près des réservoirs refoulent dans le tuyautage. On arrive ainsi à charger $1\,700^{tx}$ en 7 à 8 heures.

A Odessa, la même Compagnie possède une installation pour le déchargement des bateaux pétroliers. Deux pompes placées sur le quai aspirent dans les citernes du bateau au moyen de manches mobiles, et refoulent par des tuyaux de 20^{cm} à une série de six réservoirs de 20^{m} de diamètre, contenant ensemble environ $16\,000\,000^{kg}$.

Là, une pompe reprend le mazout et le refoule : 1° à un réservoir sur une tour en maçonnerie, qui sert à charger les wagons-citernes (tuyaux de 125^{mm}); 2° aux réservoirs de trois usines situées dans le voisinage (tuyaux de 125^{mm}); 3° en refoulant dans le tuyau de 20^{cm} de déchargement, elle peut charger un bateau.

Les Compagnies de chemins de fer emmagasinent le mazout dans des réservoirs cylindriques dont la contenance est ordinairement de 1600000^{kg} à 2000000^{kg}. Pour tous ces réservoirs, la prise de naphte est toujours à une certaine hauteur au-dessus du fond, et l'on place sur le fond un robinet pour la vidange de l'eau.

Les coutures verticales sont à deux rangs de rivets, les coutures horizontales à un seul rang.

Le rivetage est très serré ($2,25 \times d$); il n'y a rien d'interposé entre les tôles, qui sont soigneusement matées, et doivent être bien propres à leur surface de contact. Les rivets sont généralement à tête hémisphérique.

Pour le chargement des tenders de locomotives, une pompe puise aux grands réservoirs et refoule dans un petit réservoir placé sur une construction en maçonnerie. Le mazout ainsi mis en charge descend naturellement dans le tender de la locomotive par un tuyau articulé comme ceux des réservoirs d'eau.

Les réservoirs des tenders sont soit cylindriques, soit parallélépipédiques, à un ou deux rangs de rivets, toujours très serrés. Ils contiennent, suivant les types, $3^{m^3},5$ à $5^{m^3},6$ de naphte.

II. — Pulvérisateurs.

Il existe en Russie une grande quantité de pulvérisateurs. Beaucoup semblent à peu près équivalents au point de vue de la combustion du mazout.

La question la plus importante dans le chauffage au naphte n'est pas le pulvérisateur, mais bien la disposition des arrivées d'air dans le foyer et le brassage des gaz dans le foyer. Ceci m'a été dit par plusieurs ingénieurs qui font autorité en matière de chauffage au naphte, et en particulier par M. Noltein, ingénieur en chef de la Compagnie du Vladi-Kavkaz. On s'est préoccupé beaucoup trop exclusivement en France des pulvérisateurs jusqu'à ces derniers temps.

I. — Pulvérisateurs a air comprimé.

J'ai vu à la Compagnie du Standart russe un pulvérisateur de type américain construit pour fonctionner à l'air comprimé. L'air doit être fourni par un ventilateur Root marchant à 180 tours, et donnant une pression moyenne de $2^{kg},366$. Le pulvérisateur brûle alors 116^{kg} de naphte à l'heure. Le naphte s'écoule sous son poids d'une hauteur de 2^{m} environ.

Ce système a été abandonné, quoique fonctionnant d'une façon assez satisfaisante, parce qu'on a trouvé que le rendement était inférieur à celui des pulvérisateurs à vapeur.

Un pulvérisateur à air comprimé a été aussi essayé à bord d'un navire. Les essais ont été assez satisfaisants, paraît-il, mais il a été aussi abandonné, à cause de la complication du système.

Je n'ai vu en fonctionnement aucun pulvérisateur à air comprimé. On leur reproche une pulvérisation moins bonne, et surtout une combustion moins parfaite qu'avec la vapeur.

II. — Pulvérisateurs a vapeur.

Il existe une grande variété de types de pulvérisateurs à vapeur.

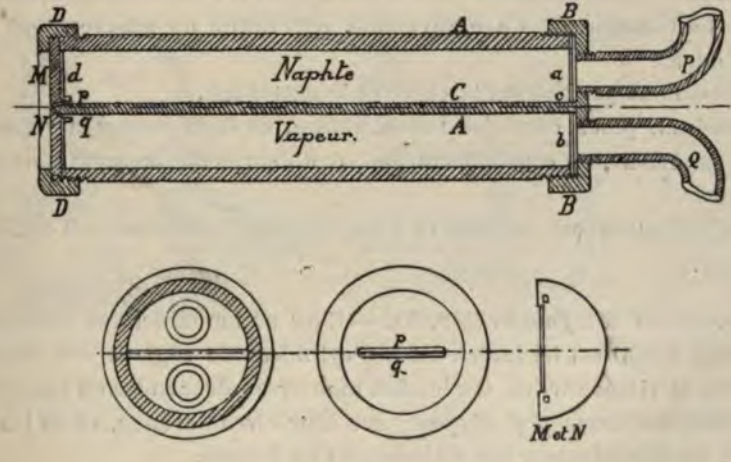
Je décrirai brièvement ceux que j'ai vus en marche, et qui donneront une idée suffisante de la diversité des types.

On peut les grouper en deux genres : *a.* pulvérisateurs à lames; *b.* pulvérisateurs annulaires.

a. — Pulvérisateurs à lames.

Pulvérisateur Mirzoëvitch (*fig.* 1). — Le corps a la forme d'un cylindre horizontal A séparé en deux parties par une cloison horizontale C. Des cloisons MN, tenues par un écrou D, ferment ces deux espaces. Elles laissent deux

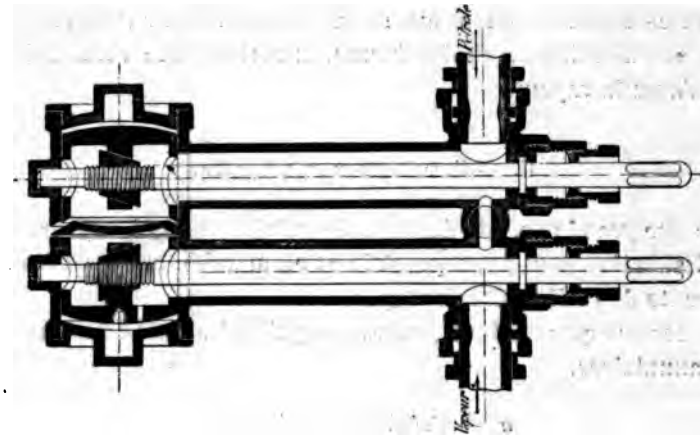
Fig. 1. — Pulvérisateur Mirzoëvitch.



fentes *pq*, l'une supérieure par laquelle arrive le naphte, l'autre inférieure par laquelle arrive la vapeur. Il n'y a aucun réglage des plaques et de l'ouverture des fentes. On règle par les robinets placés sur les tuyaux PQ d'arrivée du naphte et de la vapeur. Le pulvérisateur est en fer.

Pulvérisateur Nobel (*fig.* 2). — Un corps vertical cylindrique est séparé en deux parties par une cloison horizontale. La partie supérieure communique avec un tube amenant le naphte, la partie inférieure avec un tube amenant la vapeur.

Fig. 2. — Pulvérisateur Nobel.



Deux cylindres, glissant à l'intérieur du corps, laissent entre eux et la cloison deux fentes pour l'écoulement du naphte et de la vapeur.

Le réglage s'obtient en faisant tourner au moyen d'une manivelle deux tiges terminées par un carré. Ces tiges, qui peuvent tourner sans avancer, font marcher horizontalement des écrous, dont les faces supérieures et inférieures sont inclinées. Ce mouvement détermine un déplacement vertical des cylindres.

Des bouchons permettent la visite et le nettoyage.

Un robinet, placé entre les tubes, permet de faire passer la vapeur dans le tube supérieur, en cas d'obturation par un corps quelconque contenu dans le naphte.

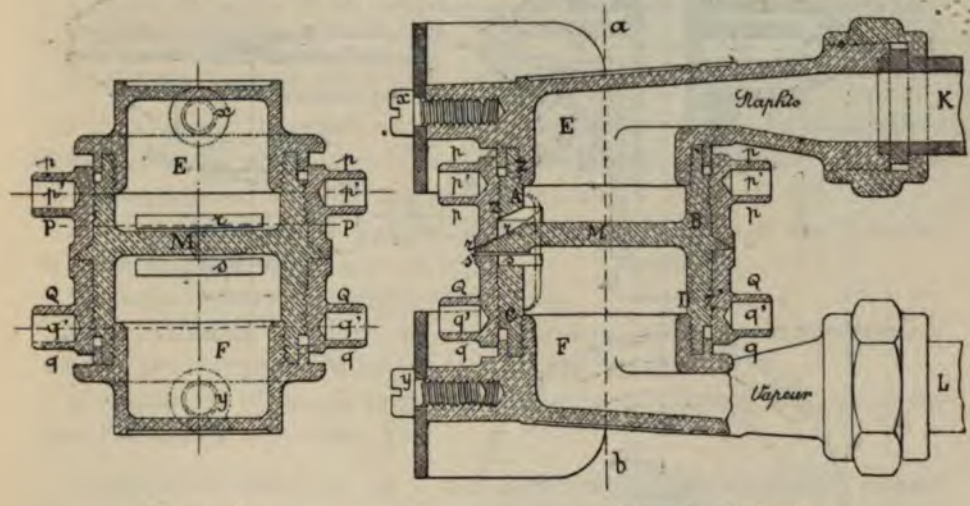
Ce pulvérisateur est robuste et bien disposé. Il est construit entièrement en bronze.

Pulvérisateur Kaufmann (*fig.* 3). — C'est une modification du précédent. Le corps ABCD est ici intérieur. Les cylindres de réglage des lames sont extérieurs et vissés sur lui. On les fait monter ou descendre en engageant un levier dans les trous $p'q'$ disposés sur leur circonférence, et en les faisant tourner. Le pulvérisateur est entièrement en bronze.

Pulvérisateur Pachinine (*fig.* 4). — Le naphte coule par la fente supérieure, la vapeur arrive par la fente inférieure. Les fentes du corps en bronze du pulvérisateur sont prolongées par les couvercles plats AB également en bronze.

On peut régler l'arrivée du naphte au moyen d'un robinet placé dans le corps supérieur M, et dont le boisseau est percé latéralement. En le faisant tourner, on modifie l'ouverture du tuyau.

Fig. 3. — Pulvérisateur Kaufmann.



Coupe *ab*. Coupe longitudinale.

Pour la vapeur, il y a une soupape en amont du pulvérisateur sur le tuyau d'arrivée. Les fentes ont $2^{mm},4$ de hauteur.

Le pulvérisateur est en bronze.

Fig. 4. — Pulvérisateur Pachinine.

Coupe *ab*.

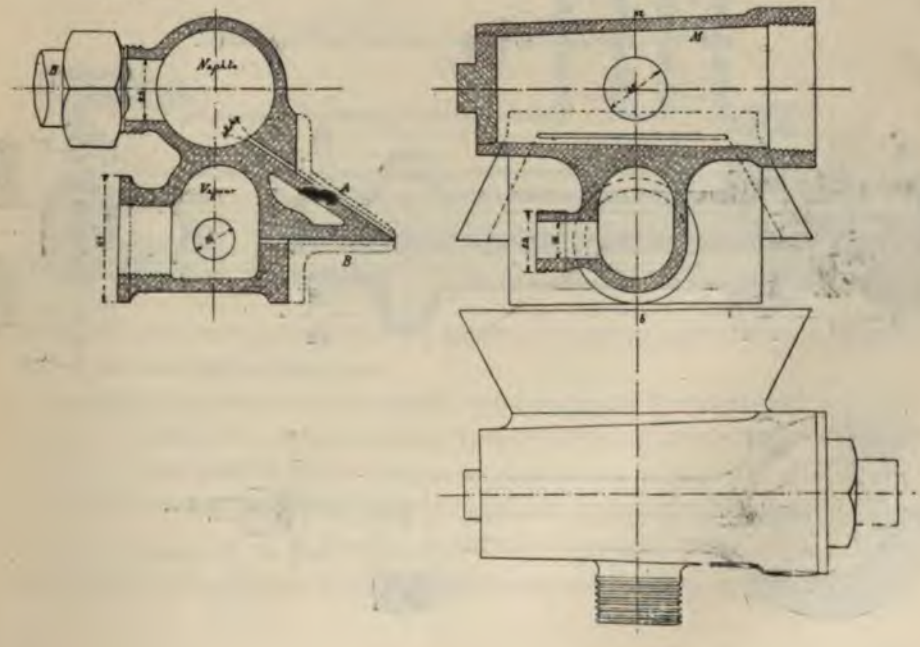


Fig. 5. — Pulvérisateur Beresniefl.

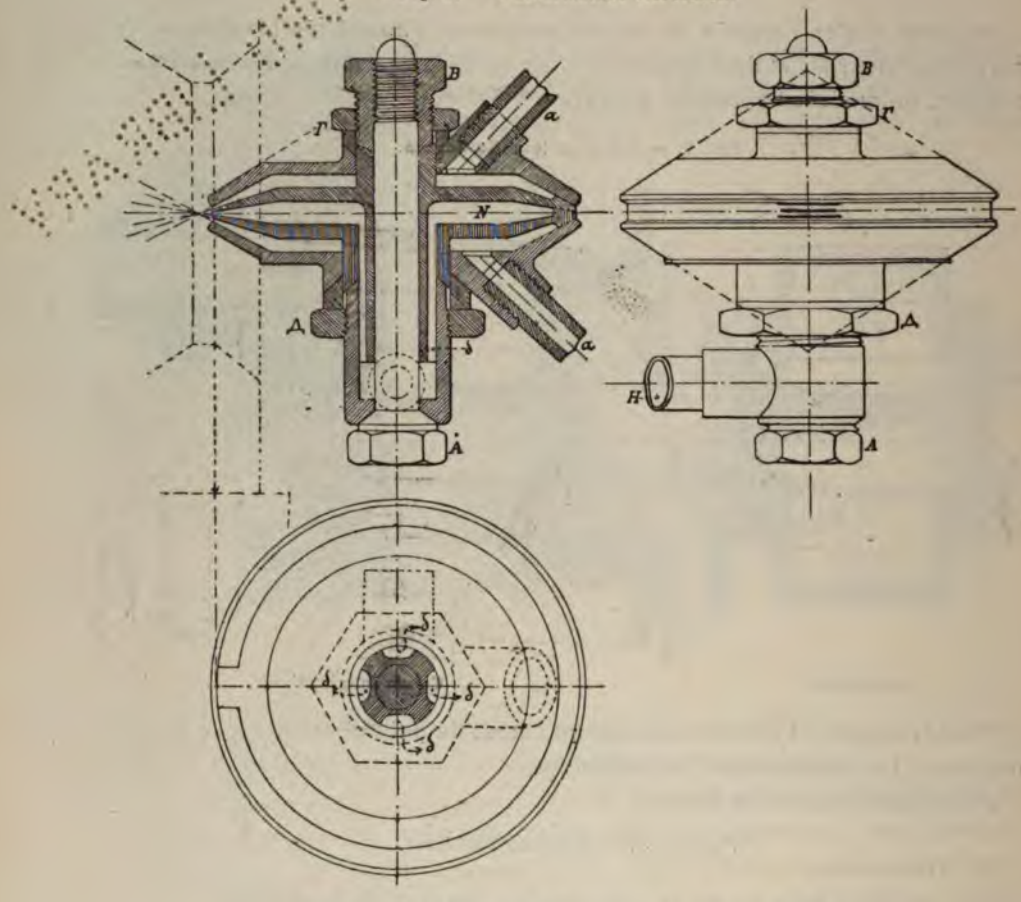
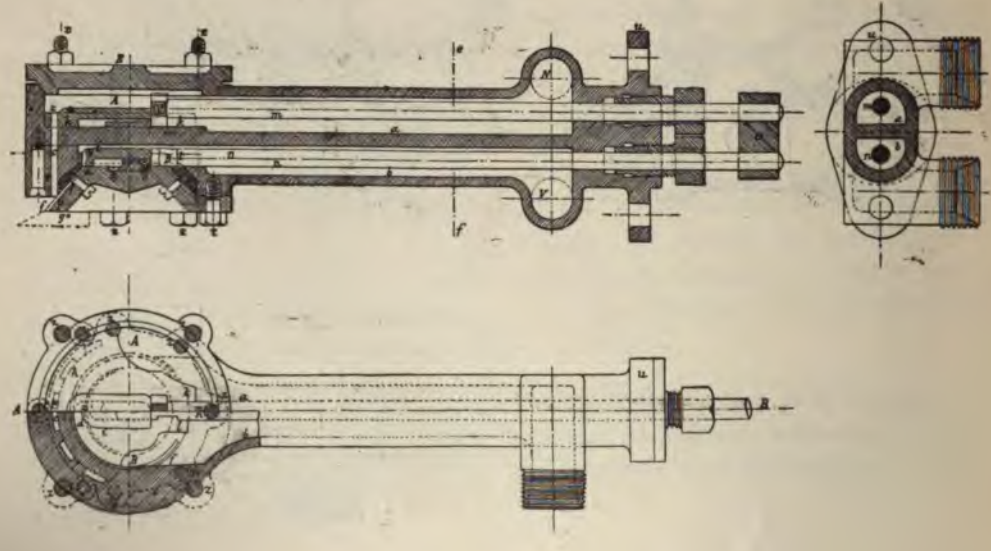


Fig. 6. — Pulvérisateur Tchensnovitch et Petrachevski.

Coupe *ef*.



Pulvérisateur Beresnieff (*fig.* 5). — Il est à double lame de vapeur. Le naphte arrive par le tuyau H et passe par les évidements *d* du corps cylindrique, pour se rendre dans l'espace milieu N. La vapeur arrive par les tuyaux *aa* dans les lames supérieure et inférieure.

La fente du naphte a $0^{mm},50$, celles de la vapeur $0^{mm},75$. Ces dernières sont un peu plus longues que la première.

Le réglage ne se fait que par des robinets sur les tuyaux d'arrivée.

Pulvérisateur Tchensnovitch et Petrachevsky (*fig.* 6). — Le corps cylindrique est divisé en deux par une cloison horizontale. Le naphte arrive à la partie supérieure, la vapeur à la partie inférieure.

Le naphte passe par les trous *xc*, et tombe verticalement. Il est repris par le jet de vapeur à 45° passant par *x'f*.

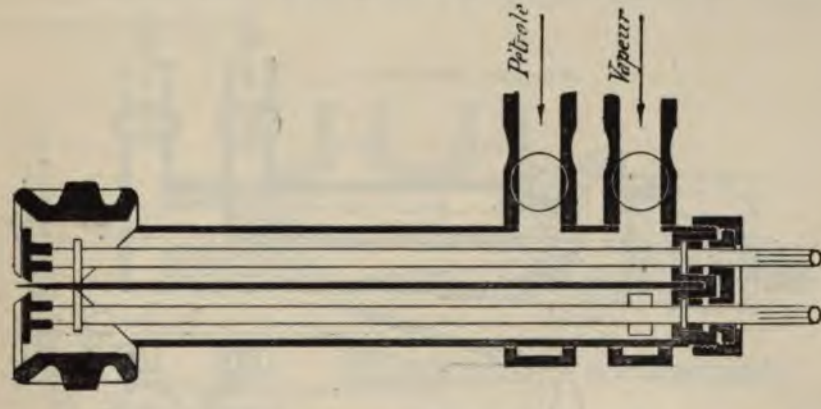
Une lame rapportée *g''* brise encore le jet.

La pulvérisation est bonne, mais la partie avant inférieure du pulvérisateur est trop chauffée par la flamme et se détériore rapidement.

Le réglage est obtenu en faisant avancer et reculer les tiges *mn*, qui modifient l'ouverture des orifices *xx'*.

Pulvérisateur Lenz (*fig.* 7). — Le pulvérisateur Lenz ressemble, comme apparence extérieure, au pulvérisateur Nobel. La vapeur arrive par un tuyau,

Fig. 7. — Pulvérisateur Lenz.



le naphte par l'autre, dans les deux parties d'un corps cylindrique horizonta divisé par une cloison médiane.

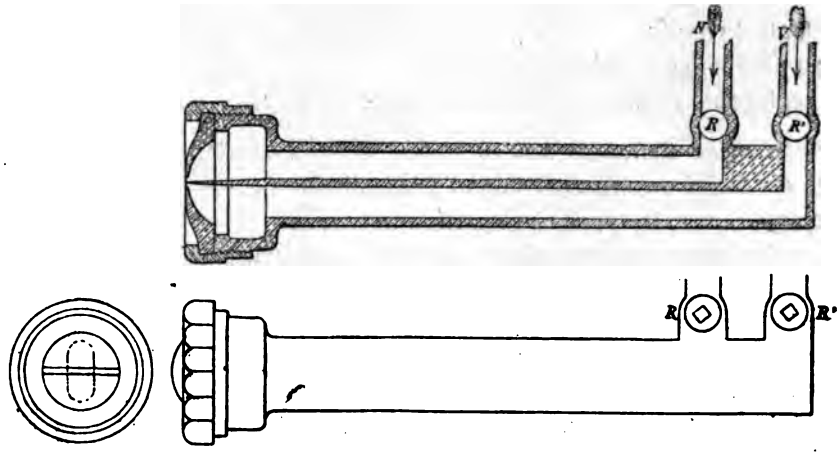
Le réglage est obtenu au moyen de deux tiges qui tournent sans avancer, et dont l'extrémité excentrée déplace verticalement les glissières, qui ouvrent ou ferment les orifices.

Le pulvérisateur est en bronze.

Pulvérisateur de la Compagnie Kavkaz et Merkouri (*fig.* 8 et 9). — La Compagnie de navigation Kavkaz et Merkouri, sur le Volga et la Caspienne, a

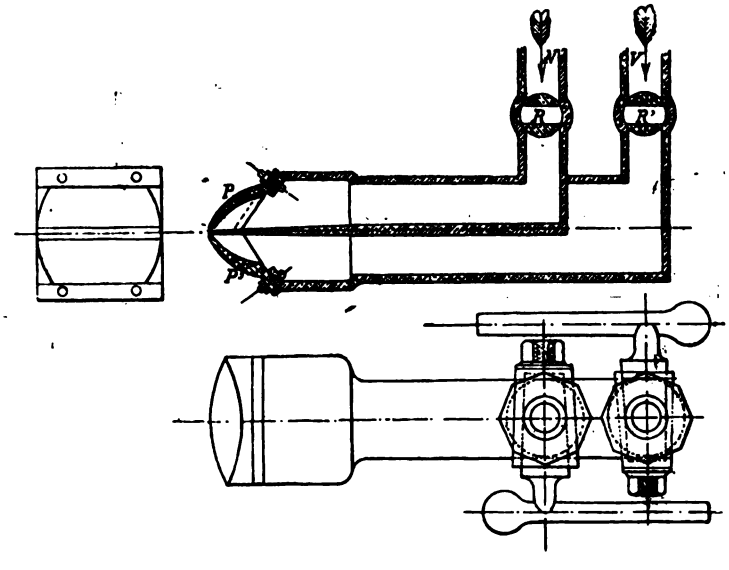
modifié le pulvérisateur Lenz et en a fait un instrument extrêmement simple et robuste, ainsi que le montrent les figures 8 et 9. Ces pulvérisateurs sont en bronze.

Fig. 8. — Pulvérisateur de la Société Kavkaz et Merkouri.



Le naphte arrive en N, la vapeur en V. Le réglage se fait uniquement par les deux robinets RR'. Le second modèle, encore plus robuste que le premier, permet le changement facile des demi-couvercles PP', qui laissent entre eux

Fig. 9. — Pulvérisateur de la Société Kavkaz et Merkouri.



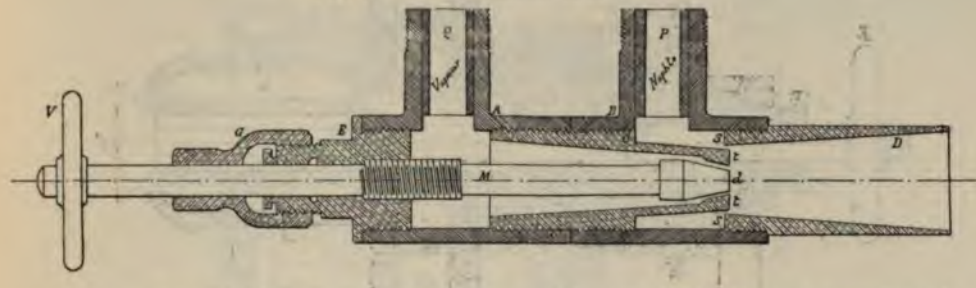
et la cloison médiane les fentes pour l'écoulement. Ces fentes, réglées une fois pour toutes, ont $1^{mm},6$ pour celle du naphte, un peu moins pour celle de la vapeur, qui, en revanche, a plus de longueur. C'est ce dernier modèle qui est adopté sur tous les bateaux de la Volga et de la mer Caspienne.

b. — Pulvérisateurs annulaires.

Pulvérisateur Mirzoëvitch (*fig.* 10). — Le naphte arrive par P, la vapeur par Q dans le corps AB cylindrique, en fer, du pulvérisateur. La vapeur est au centre.

Sa section est variable en marche, et peut être réglée par une aiguille M vissée dans l'écrou E et déplacée par le volant V.

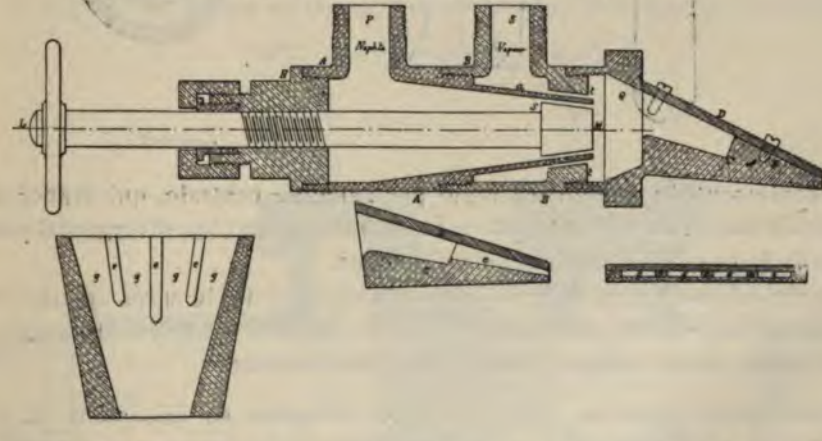
Fig. 10. — Pulvérisateur Mirzoëvitch.



La section de l'orifice annulaire du naphte est réglée d'avance en vissant plus ou moins l'ajutage conique D, et est invariable en marche.

Pulvérisateur Karapetoff (*fig.* 11). — Il reproduit à peu près les dispositions du pulvérisateur Mirzoëvitch, mais c'est le naphte qui occupe le centre, et la vapeur la périphérie.

Fig. 11. — Pulvérisateur Karapetoff.

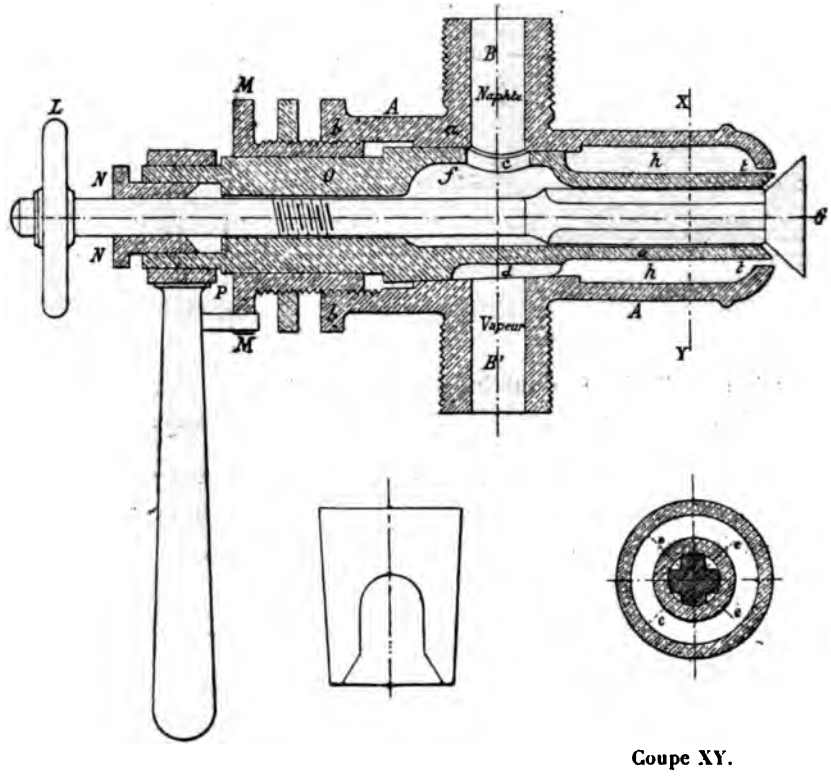


De plus, l'ajutage divergent est remplacé par une pièce Q vissée sur l'extrémité du corps du pulvérisateur. Le jet se brise sur la lame inclinée D en fer, qui le force à obliquer vers le bas, et il se divise en passant par les orifices *g* séparés par les nervures *e*. Le jet annulaire se transforme ainsi en jet plat en éventail. Cette pièce Q s'use vite.

Pulvérisateur Dunder (*fig.* 12). — Il est en bronze. Le naphte est au milieu. Il arrive par le tuyau B, traverse l'orifice C de la pièce intérieure O, et arrive à l'orifice par les évidements *e* de l'aiguille centrale.

La vapeur occupe la périphérie. Elle arrive par B', passe par l'ouverture *d* formée par un méplat du corps O.

Fig. 12. — Pulvérisateur Dunder.



L'écoulement du naphte est réglé par l'aiguille centrale, qui avance ou recule au moyen du volant L ; elle est terminée par un cône divergent G pour étaler la flamme. Ce cône s'avarie rapidement.

On règle l'écoulement de la vapeur en faisant tourner le corps cylindrique au moyen du levier P. On diminue ainsi les sections d'arrivée du naphte et de la vapeur simultanément, mais la dernière plus vite.

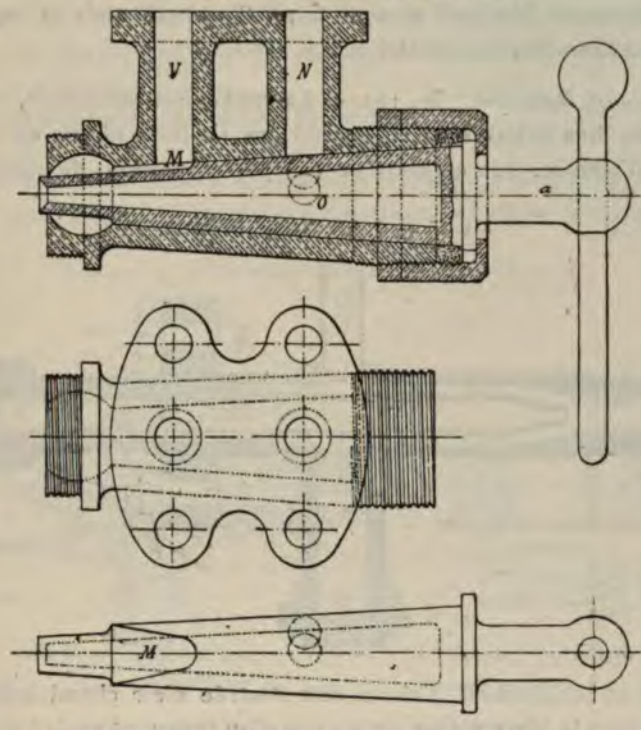
Pulvérisateur Benkston (*fig.* 13). — Il ressemble au précédent. Il est formé d'un robinet creux. Le naphte arrive à l'intérieur par le tuyau N et l'ouverture O du boisseau. La vapeur suit l'extérieur, et le méplat M lui permet d'arriver au bec.

Le réglage se fait aussi en tournant le robinet.

Pulvérisateur Choukoff (*fig.* 14). — Le naphte arrive par une tubulure au

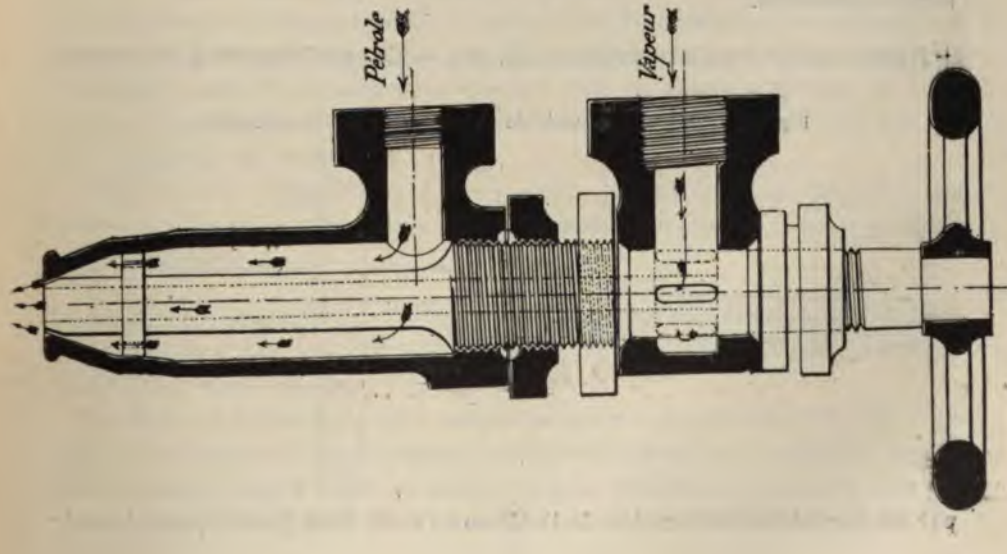
milieu d'une aiguille creuse, en traversant des orifices allongés. La vapeur occupe l'espace annulaire.

Fig. 13. — Pulvérisateur Benkston.



Le réglage est obtenu en faisant avancer ou reculer l'aiguille au moyen du

Fig. 14. — Pulvérisateur Choukoff.

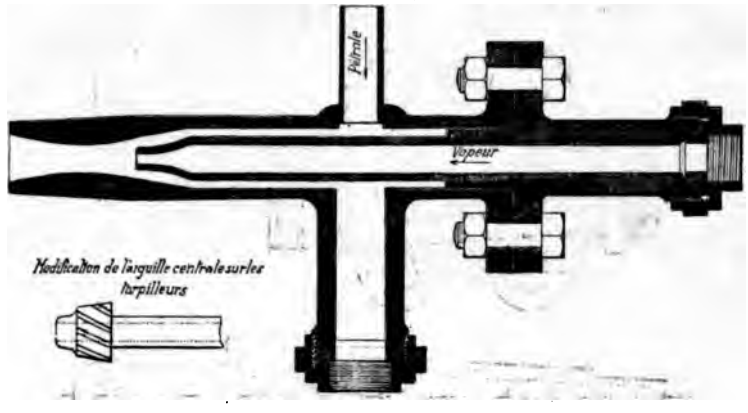


volant, ce qui diminue ou augmente la section de passage de la vapeur. Pour le naphte, il y a un robinet sur le tuyau près du pulvérisateur. Ce pulvérisateur très robuste est très répandu. Il est en bronze.

Le pulvérisateur Biélikoff ressemble au Choukoff, mais la vapeur est à l'intérieur au lieu d'être à l'extérieur.

Pulvérisateur Daniline (*fig.* 15). — La vapeur est au centre, le naphte à la périphérie. Les débits sont réglés par des robinets placés en amont sur les tuyaux d'arrivée. Sur certains de ces pulvérisateurs, de même que sur

Fig. 15. — Pulvérisateur Daniline.

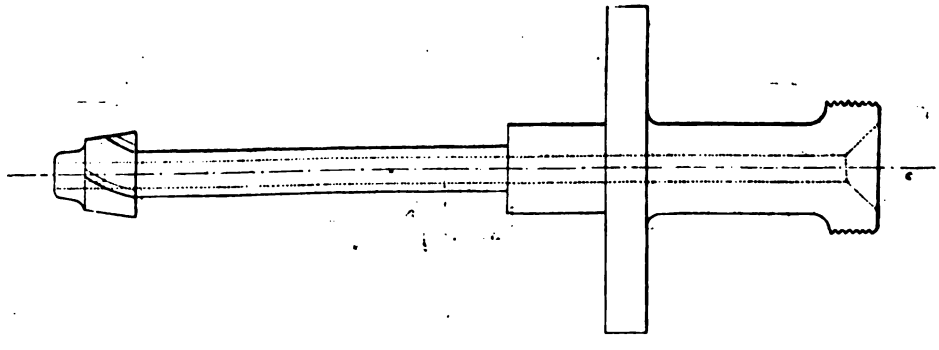


le Choukoff et le Biélikoff, j'ai vu une rentrée d'air chaud ménagée. Cet air est pris dans le foyer même au moyen d'un tuyau, et aspiré par le jet de naphte.

Cette disposition paraît bonne, sans que les résultats soient pourtant nettement supérieurs.

Pulvérisateur Daniline modifié (*fig.* 16). — Ce pulvérisateur a été modifié

Fig. 16. — Aiguille centrale du pulvérisateur Daniline modifié.



par un ingénieur mécanicien de la Marine russe, dont je n'ai pas retenu le

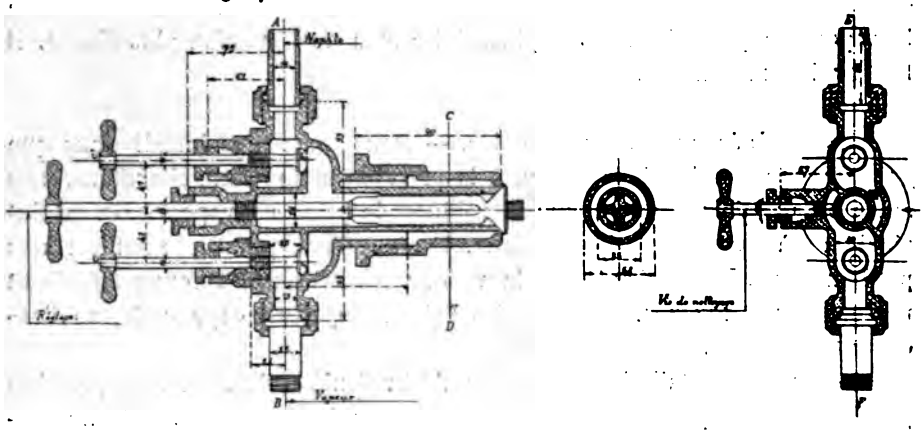
nom. La vapeur, arrivant au milieu par l'extrémité de l'aiguille creuse, est réglée par un robinet.

Le naphte arrivant à la périphérie traverse quatre cannelures en hélice pratiquées sur un renflement de l'aiguille centrale. Le jet sort par un orifice divergent. Les cannelures donnent au naphte un mouvement de rotation qui est favorable à la pulvérisation.

Le pulvérisateur est entièrement en bronze.

Pulvérisateur de la Société du Standart Russe (*fig.* 17). — Les arrivées de vapeur et de naphte sont réglées par deux soupapes à vis manœuvrées

Fig. 17. — Pulvérisateur de la Société Standart russe.



Coupe EF. Coupe CD. Coupe AB.

par des croisillons. Le naphte est à l'intérieur et se rend à l'extrémité du bec par quatre rainures longitudinales creusées sur une aiguille centrale. Un croisillon de réglage modifie la section du jet de naphte en avançant ou reculant l'aiguille centrale. Cette aiguille est terminée par un cône divergent analogue à celui du pulvérisateur Dunder. Une vis latérale permet de faire passer la vapeur dans le conduit central, en cas d'engorgement du bec par des impuretés du naphte.

Pulvérisateur Ourgard. — J'arrive enfin au pulvérisateur employé sur toutes les lignes de chemins de fer avec quelques variantes. C'est le pulvérisateur Ourgard.

Ligne de Chemin de fer baltique. — Nous nous contenterons de décrire celui employé sur les lignes de chemins de fer *Moscou-Kazan, Griatzi-Tzarytzin, Vladi-Kavkas* (*Pl. V*).

Le corps est en fonte, le tube central en bronze; il n'y a pas d'aiguille centrale. Le débit de vapeur est commandé par un robinet, et le débit du naphte par le mouvement d'avant en arrière du tube intérieur. Ce mouvement est obtenu par le levier coudé W, Y, R tournant autour de l'axe Q. Le bouchon P,

sur lequel on place une arrivée de vapeur, sert au ramonage du conduit de naphte.

Ces pulvérisateurs robustes ont un excellent fonctionnement. Les deux derniers types, plus simples, sont préférables.

De ces différents pulvérisateurs que j'ai vus en fonctionnement, ce sont les systèmes Pachinine, Beresnieff et Tchensnovitch pour les pulvérisateurs à lames, Choukoff, Standart et Ourgard pour les pulvérisateurs annulaires, qui donnent les meilleurs résultats. On peut dire que la pulvérisation est parfaite, car aucune goutte de naphte ne tombe sur la sole en briques.

Tout est vaporisé sous forme de brouillard à la sortie du pulvérisateur et s'enflamme à peu de distance du bec. Ce résultat est d'autant meilleur que la vapeur de pulvérisation est plus sèche et a une pression plus élevée. Il faut avoir au moins 3^{kg}.

Pression de la vapeur pulvérisante. — Dans toutes les installations que j'ai vues, on employait la vapeur à la pression même de la chaudière, sans autre organe de réduction que le robinet de prise de vapeur. On atteint ainsi 11^{kg} à 12^{kg} sur les locomotives. Il n'y a d'exception que sur certains petits navires. La surchauffe de la vapeur pulvérisante, obtenue en faisant passer dans le foyer ou dans la boîte à feu le tuyau de vapeur, donne d'excellents résultats.

Dans aucune installation le naphte n'est refoulé au brûleur sous pression par des pompes spéciales. Une pompe le monte dans un réservoir à une hauteur variable au-dessus du brûleur, et il s'écoule au pulvérisateur par son propre poids.

Cette hauteur varie de $0^{m},80$, sur certains petits navires et certaines locomotives, à 4^{m} dans des installations à terre; 2^{m} paraissent donner un bon écoulement.

Les divers pulvérisateurs cités plus haut, quoique assez différents les uns des autres, sont pratiquement équivalents.

Dépense d'eau pour la pulvérisation. — La pulvérisation est bonne, à la condition de ne pas chercher l'économie de vapeur pour la réaliser. C'est ainsi que le chiffre le plus favorable qui m'ait été donné est : poids de vapeur dépensée pour vaporiser 1^{kg} de naphte : $0^{kg},50$ à $0^{kg},70$ (usine Hubner), soit 5,1 pour 100 de la vapeur produite.

M. Tchensnovitch, ingénieur en chef de la Compagnie Vladi-Kavkaz, M. Pastoukhov, ingénieur en chef de l'arsenal de Sévastopol, m'ont dit 7 à 8 pour 100 de la vapeur produite, soit environ *poids pour poids*. C'est également ce qui m'a été donné aux diverses usines.

En général, on ne se préoccupe pas de cette dépense, ni dans les usines à terre, ni dans les bateaux de rivière, ni sur les locomotives.

Elle est malheureusement d'une importance capitale à la mer, et surtout sur les torpilleurs.

Une opinion qui a cours généralement, et qui me paraît confirmée par ce que j'ai vu, c'est qu'on peut diminuer dans une certaine mesure la dépense de vapeur, mais que, si l'on veut aller trop loin dans cette voie, ce sera au détriment de la pulvérisation.

Un calcul très simple établit d'ailleurs l'efficacité de la vapeur au point de vue du réchauffage du jet de naphte, réchauffage qui favorise sa pulvérisation en augmentant sa fluidité.

Soit x la quantité de vapeur consommée par la pulvérisation de 1^{kg} de naphte. Supposons que la pression de la vapeur soit 8^{kg}, soit une température de 172°. La chaleur spécifique du naphte est 0,42. Nous le supposons pris à 30° au réservoir. On a

$$x(606,5 + 0,305 \times 172) + 0,42 \times 30 = x(606,5 + 0,305t) + 0,42t,$$

d'où

$$t = \frac{x \times 0,305 \times 172 + 0,42 \times 30}{x \times 0,305 + 0,42}.$$

Pour $x = 1$, le mélange de naphte et de vapeur est porté à 90°.

Pour $x = 0,50$, le mélange de naphte et de vapeur est porté à 67°.

La pulvérisation par l'air comprimé, au lieu de réchauffer le jet, le refroidirait plutôt par la détente de l'air. Si l'on chauffe cet air à 150°, par exemple, sa chaleur spécifique n'étant que de 0,237, le mélange n'est porté qu'à 54° avec la dépense poids pour poids, ce qui explique les résultats médiocres obtenus par la pulvérisation à l'air comprimé.

Quoi qu'il en soit, la grande dépense d'eau que donne la pulvérisation par la vapeur a conduit à placer sur les bâtiments de commerce de très grandes citernes à eau de réserve, et sur quelques petits navires des bouilleurs de réparation, qui sont encombrants et lourds. De plus, les pulvérisateurs à vapeur donnent un ronflement très fort.

D'autre part, la pulvérisation à l'air comprimé est moins bonne; elle exige des complications de pompes.

III. — Pulvérisateurs mécaniques.

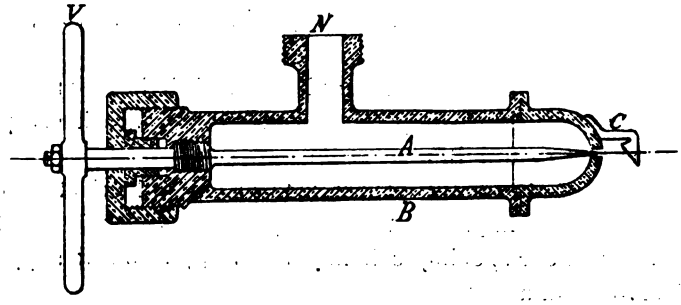
La tendance actuelle pour les installations à la mer est donc de remplacer l'un et l'autre système par la *pulvérisation mécanique*, c'est-à-dire obtenue par la seule compression du naphte, qui s'échappe ensuite par des appareils appropriés.

J'ai vu en fonctionnement trois de ces pulvérisateurs.

1° *Pulvérisateur Svenson* (*fig.* 18). — Le naphte arrive par la tubulure N dans le corps en bronze B.

L'orifice a 1^{mm} de diamètre, pour un pulvérisateur brûlant 65^{kg} à l'heure sous une pression de 6^{kg} à 7^{kg}.

Fig. 18. — Pulvérisateur Svenson.

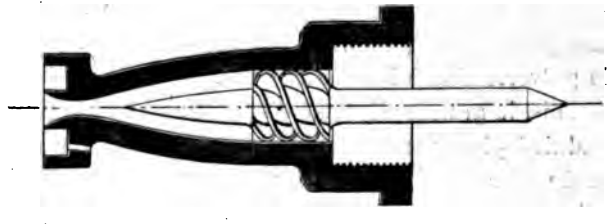


Une aiguille en acier A, réglable par le volant V, modifie l'ouverture. Le jet vient frapper sur un crochet C en acier.

La pulvérisation est médiocre. Le jet est simplement étalé en forme de demi-cône par le crochet. Du naphte coule sur les briques qui garnissent le fond du foyer, et il se produit une fumée très abondante et très noire.

2° *Pulvérisateur Kœrting* (*fig.* 19). — Le naphte arrive dans un corps

Fig. 19. — Pulvérisateur Kœrting.



qu'on faisait autrefois en bronze, mais que MM. Kœrting fabriquent en acier maintenant. Le jet de naphte use en effet rapidement les parois de bronze des petits orifices.

Une aiguille en acier non réglable est appuyée par la pression du naphte contre les parois du pulvérisateur. Elle porte un pas de vis triangulaire, dont les creux forment l'unique passage du naphte. Celui-ci prend donc un mouvement hélicoïdal; il se pulvérise à la sortie du bec et s'enflamme à 10^{cm} environ de l'orifice.

La fumée est abondante à l'allumage, tant que le naphte et les briques du foyer ne sont pas réchauffées.

Les becs sont fabriqués avec un diamètre d'orifice allant de $0^{mm},5$ à 3^{mm}. Ceux que j'ai vu fonctionner (usine Baltique, bateaux de la mer Noire) avaient 1^{mm}, $1^{mm},25$, $1^{mm},5$, correspondant à des débits de naphte de 65^{kg}, 100^{kg}, 135^{kg} sous une pression de 6^{kg} environ.

Le réglage est fait par un robinet à soupape sur l'arrivée du pétrole, et aussi par l'augmentation ou la diminution de la pression de refoulement du naphte.

La pulvérisation est satisfaisante, quoique beaucoup moins parfaite qu'avec les pulvérisateurs à vapeur.

3° *Pulvérisateur de la Compagnie du Chemin de fer de Vladi-Kavkaz* (*Pl. VI*). — La Compagnie du Chemin de fer de Vladi-Kavkaz possède à Novorossiisk une usine centrale d'électricité dont les moteurs sont alimentés par six chaudières tubulaires à flamme directe, de 99^{m^2} de surface de chauffe (*voir* plus loin).

Le manque d'eau, en été, et le ronflement des pulvérisateurs à vapeur ont conduit à installer des pulvérisateurs mécaniques d'un système particulier étudié par la Compagnie.

Le corps est en bronze. Le naphte arrive par un robinet sous une pression de $4^{kg},2$ seulement. Pour s'échapper par l'orifice d'un opercule en bronze de 3^{mm} de diamètre, il doit passer par les creux d'un filetage pratiqué sur l'extérieur d'une aiguille.

L'extrémité de cette aiguille est creuse, et contient une petite vis dont le creux des filets offre un second passage au naphte. Le deuxième jet sort par un orifice de $1^{mm},5$. Les deux jets forment un ensemble assez bien pulvérisé. Les deux filetages sont dans le même sens. On a essayé de les mettre en sens inverse : le résultat a été moins bon.

Le débit du pulvérisateur représenté par la figure est de 230^{kg} à l'heure en service courant. On peut aller au delà; on fait varier le débit en agissant sur l'aiguille par le volant, mais non en modifiant la pression de refoulement du naphte. Ce pulvérisateur paraît moins bon que le Kœrting.

Dans les divers pulvérisateurs mécaniques, la pulvérisation est moins bonne qu'avec la vapeur. Il y a généralement un peu de fumée avec le régime normal, et beaucoup si l'on force.

De plus, ils ne se prêtent pas au réglage dans des limites aussi étendues que les pulvérisateurs à vapeur. Il faut rester dans le voisinage du régime normal. Ils se prêtent encore moins que les pulvérisateurs à vapeur au tirage forcé et aux fortes combustions. Cependant ils offrent de tels avantages par la suppression du bruit et de la dépense d'eau, que l'avenir semble être de ce côté pour les installations à la mer.

Avec tous les systèmes de pulvérisateurs, il est indispensable que le naphte soit filtré. Les dispositifs employés seront décrits plus loin. C'est plus nécessaire avec les pulvérisations mécaniques qu'avec les autres.

Le naphte est généralement réchauffé à 30° ou 40° C. pour la pulvérisation par la vapeur. Pour la pulvérisation mécanique, il faut le porter à 100° C. *au moins,* toujours dans le but d'augmenter la fluidité et, par suite, de faciliter la pulvérisation.

Des essais faits en France donnent en effet les résultats suivants pour la fluidité mesurée à l'ixomètre Barbey à différentes températures :

Température.....	6°,5	15°	35°	70°	100°
Fluidité (centimètres cubes).	2,5	6,5	32	188	466

L'eau à 19° donne 4300$^{cm^3}$.

III. — Description d'installations visitées.

1° CHEMINS DE FER.

J'ai visité des dépôts de locomotives, et j'ai fait des trajets assez longs, souvent de 3 ou 4 heures, sur des locomotives des lignes suivantes : Moscou-Kazan, ligne Baltique, Moscou-Koursk, Moscou-Nijni-Novgorod, Griazi-Tzarytzin, Vladi-Kavkaz.

Pulvérisateur. — La pulvérisation employée sur toutes ces lignes est la vapeur, avec pulvérisateur Ourgard décrit plus haut. La vapeur employée à la pulvérisation est, en moyenne, d'après les renseignements que j'ai recueillis, 7 à 8 pour 100 de la vapeur produite, soit 0,8 à 1 du poids du naphte brûlé.

Partout il n'y a qu'*un seul pulvérisateur par locomotive,* même sur les plus fortes machines d'express, dont la surface de chauffe atteint 165$^{m^2}$. Ce pulvérisateur est placé très bas, au-dessous du parquet de la machine, soit traversant la lame d'eau de la façade, soit même au-dessous du cadre du foyer. Il est horizontal. On ne s'est écarté de cette disposition, qui est universellement reconnue comme la meilleure, que lorsqu'on ne peut l'exécuter : par exemple sur certaines locomotives qui ont un essieu sous le cendrier (ligne Baltique).

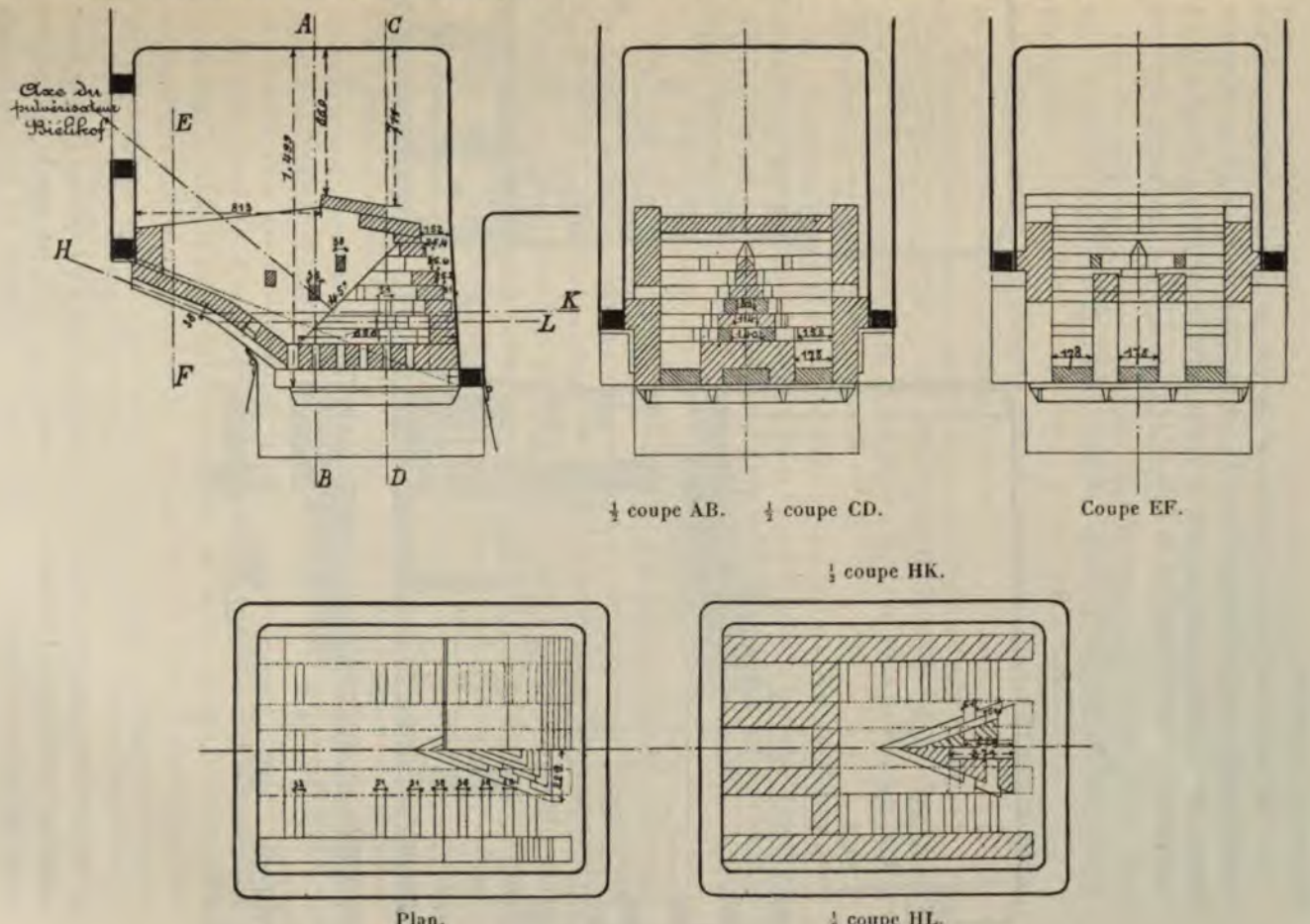
La figure 20 représente l'installation système Bielikoff faite dans ce cas. Elle donne de moins bons résultats.

Le pulvérisateur est manœuvré par un volant placé sur le côté gauche de la locomotive et dans le voisinage du robinet qui règle l'arrivée de vapeur au pulvérisateur. Il existe presque partout un second tuyau de vapeur pour le ramonage du conduit de naphte du pulvérisateur.

Foyer. — La figure 21 montre l'installation générale du foyer de locomotive de la ligne Moscou-Kazan. Les autres lignes de chemin de fer ont des dispositions analogues.

La flamme très longue du pulvérisateur va frapper un revêtement en briques. On met souvent, au milieu du mur vertical, une sorte d'éperon en briques qui épanouit le jet de flamme. Ce jet se retourne ensuite en arrière,

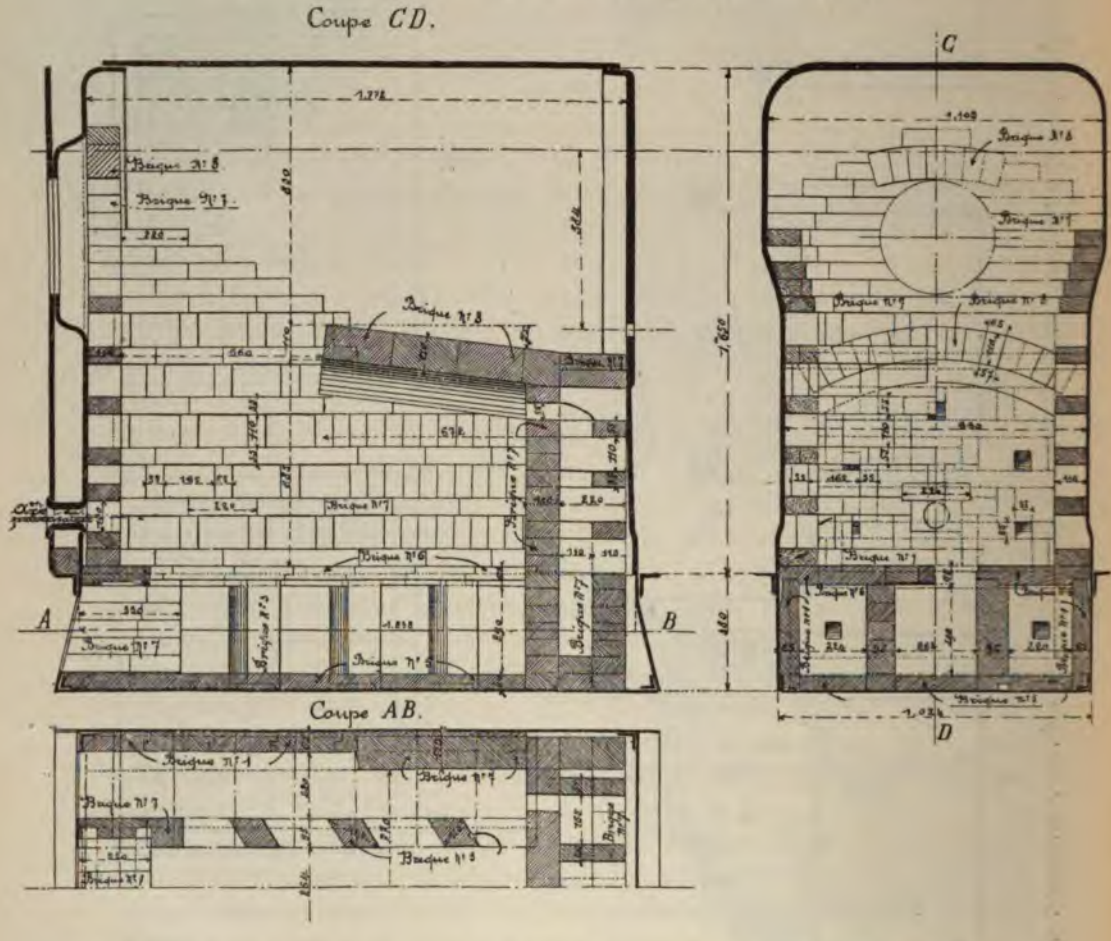
Fig. 20. — Foyer de locomotive de la ligne Baltique (système de Biélikoff et de la Société des Usines mécaniques Stolle et Cie, à Voronèje).



en contournant une voûte généralement très longue, et se rend ensuite dans le faisceau tubulaire.

Un revêtement en briques règne aussi sur les parois latérales pour les protéger jusqu'à une hauteur variable. Il est quelquefois évidé (ligne Moscou-Kazan, Vladi-Kavkaz), pour ne pas trop diminuer la surface de chauffe. Il y a également un revêtement sur la face de la lame d'eau de la façade, montant

Fig. 21. — Chemin de fer de Moscou à Kazan. Disposition du foyer.



souvent au-dessus de la porte du foyer (Moscou-Kazan). La porte du foyer est généralement conservée, pour qu'un homme puisse s'introduire dans le foyer pour la réparation du briquetage et le nettoyage. Elle est garnie intérieurement de briques réfractaires, et l'on ménage seulement un trou de regard, ordinairement fermé par un opercule mobile en tôle.

L'arrivée d'air au cendrier se fait uniquement par des portes verticales, au nombre de deux ou trois, placées sur la façade et manœuvrées de la plate-forme

par un levier. Des crans sur ce levier permettent le réglage. Ces portes ont toute la largeur du foyer.

Les portes du cendrier sur l'avant ont été supprimées partout.

J'ai vu sur quelques machines (ligne Griazi-Tzarytzin) des portes latérales, les unes à charnières horizontales placées à la partie supérieure, les autres avec une grille coulissant horizontalement.

Les dispositions le mieux étudiées sont certainement celles de la ligne Moscou-Kazan. Celles de la ligne Vladi-Kavkaz sont presque identiquement les mêmes.

L'importance des revêtements fait que la vaporisation de l'eau continue encore quand le brûleur est éteint.

On estime que la chaleur conservée par les briques est favorable à la conservation de la chaudière, et que cette vaporisation n'est jamais gênante. Si elle est trop forte en rentrant au dépôt, on fait une forte extraction, et l'on alimente.

Ce briquetage est porté à une très haute température, surtout le mur avant de la voûte. Il est refait souvent, tous les 2 ou 3 mois, avec des briques de qualité ordinaire. Il peut durer jusqu'à 6 mois avec des briques de très bonne qualité.

Conduite de la chauffe. — L'allumage se fait dans les dépôts en prenant la vapeur, au moyen d'un raccord flexible, sur une tuyauterie générale alimentée par une petite chaudière fixe. Dès qu'on a 2^{kg}, la locomotive peut allumer son pulvérisateur et partir. Hors des dépôts, si l'on a un allumage à faire, la mise en pression se fait soit au moyen de la vapeur d'une autre locomotive, soit au bois. L'allumage du pulvérisateur se fait en ouvrant le robinet de vapeur d'abord, le naphte ensuite, et en présentant devant le bec un tampon d'étoupe trempé dans le naphte et enflammé.

Il y a toujours de la fumée à l'allumage, jusqu'à ce que les revêtements en briques soient convenablement réchauffés. En route, on peut arriver facilement à la fumivorité complète. On garde cependant une légère fumée, qui indique qu'il n'y a pas excès d'air.

La manœuvre est d'une grande simplicité. On règle d'abord l'écoulement du naphte suivant la pression, puis la vapeur, en se basant sur la fumée dans le jour et, le soir, sur la couleur de la flamme dans le foyer. J'ai même vu certains chauffeurs laisser constamment ouvert en grand le robinet de vapeur sans s'en occuper, et régler uniquement le naphte.

L'excellente fumivorité des locomotives est due, suivant moi :

1° A une combustion parfaite du naphte. La pulvérisation est bonne; de plus, les briques portées à une haute température achèvent complètement la combustion, en brûlant les gouttelettes qui ont pu échapper à la pulvérisation.

2° A l'échappement de vapeur dans la cheminée.

Ce qui le prouve, c'est que, aux arrêts où l'on reste sous pression, le pulvérisateur demeurant allumé, la consommation est réduite; il se produit de la fumée, que l'on fait disparaître en ouvrant légèrement le tuyau de tirage, qui envoie un jet de vapeur dans la cheminée. L'échappement dans la cheminée produit d'ailleurs un *tirage induit énergique, qui paraît beaucoup mieux convenir à la combustion du naphte que le tirage forcé en vase clos.*

Le naphte dépose sur les surfaces de chauffe tubulaires, et dans la boîte à fumée, une sorte de suie grasse non adhérente. Sur certaines lignes, on ramone soit à la vapeur, soit avec des brosses métalliques; sur d'autres, on introduit tous les mois des tampons d'étoupes imbibés de naphte, et on les fait brûler, ce qui fait également brûler la suie, au moins en partie.

Tender. — La figure 22 représente l'installation complète d'un tender de la ligne Moscou-Kazan. Sur les autres lignes, l'installation est presque identiquement la même.

Le naphte est emmagasiné dans un réservoir A, parallélépipédique sur certaines lignes, cylindrique sur d'autres. Il est en tôle de 6^{mm} à 7^{mm}, avec un rivetage à un rang de rivets très serrés ($2,5 \times d$ environ).

La contenance de ces réservoirs varie, suivant les machines, de 3000^{l} à 5800^{l}.

Le naphte y est amené des grands réservoirs placés sur des maçonneries, comme je l'ai dit plus haut, par des tubes articulés semblables à ceux de prise d'eau. Il coule sous son poids avec une charge de 3^{m} à 4^{m}, et il entre dans A par les bouchons A_1, A_2 munis de filtres.

La hauteur de charge au-dessus du pulvérisateur varie de $2^{m},70$ (caisse pleine) à $1^{m},80$ (caisse vide) sur la locomotive de la ligne Moscou-Kazan de la figure 22; mais j'ai vu beaucoup d'autres locomotives où cette hauteur variait de 2^{m} à $1^{m},10$ seulement.

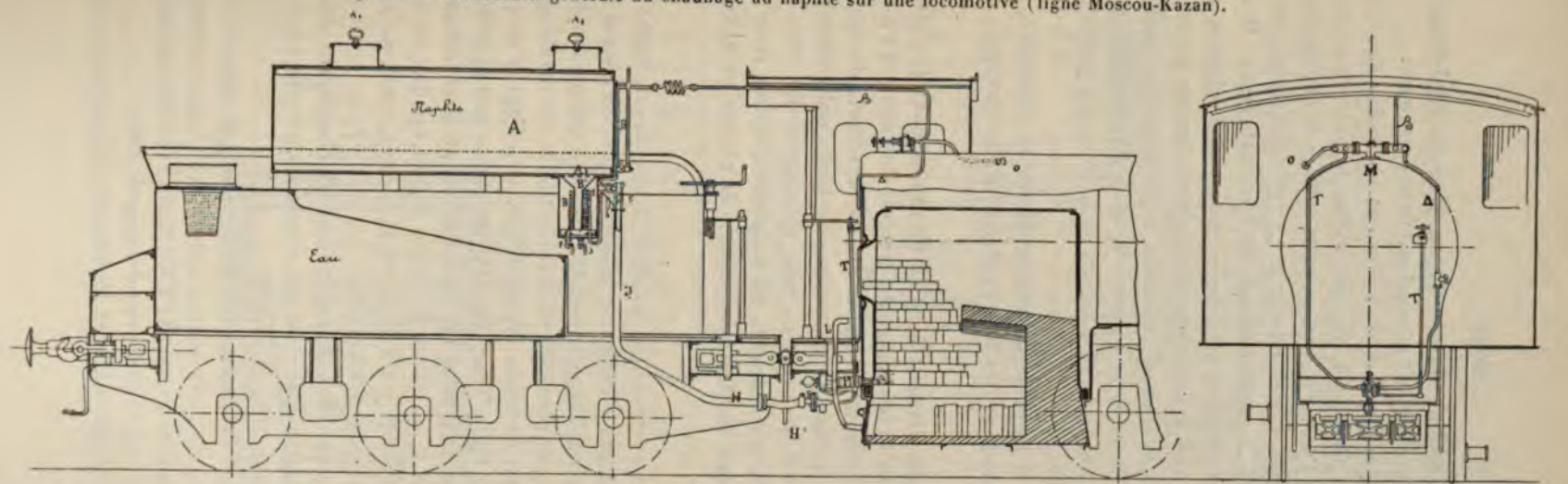
Pour se rendre au pulvérisateur, le naph e passe au travers d'un second filtre et entre dans un récipient cylindrique B. Là, il est réchauffé au moyen d'un serpentin de vapeur 1. La vapeur est prise à la chaudière (prise M) et vient par le tuyau Δ, de 19^{mm}. Le naphte descend par l'entonnoir β, remonte à l'extérieur en se réchauffant, passe par un petit tuyau muni d'un robinet 4, et traverse un troisième filtre 5, avant d'arriver au tuyau H, de 38^{mm}, qui le conduit au pulvérisateur. H′ est un tuyau flexible de 44^{mm} de diamètre entre le tender et la locomotive.

L'eau de condensation de la vapeur réchauffante est recueillie par le robinet 2. Le robinet 3 sert à purger l'eau contenue dans le naphte.

Le réchauffage ne se fait généralement qu'en hiver. On s'en dispense en été. Le naphte n'est réchauffé qu'à 30° à 40° seulement.

Il y a donc trois filtrages successifs. Le naphte livré aux compagnies est amené soit par wagons citernes, soit par bateaux citernes (pour les compa-

Fig. 22. — Installation générale du chauffage au naphte sur une locomotive (ligne Moscou-Kazan).



A, Réservoir de naphte de 5600l rempli par les bouchons $A_1 A_2$ munis de filtres.
A_3, Filtre.
B, Caisse de réchauffage et de purge, où le naphte arrive par l'entonnoir B'.
1, Serpentin de réchauffage du naphte par la vapeur prise à la chaudière.
2, Purge du serpentin de réchauffage.
3, Purge de l'eau contenue dans le réservoir de naphte.
4, Robinet pour intercepter l'arrivée du naphte au pulvérisateur.
5, Filtre.
H, Tuyau de 38mm allant au pulvérisateur, avec raccord flexible H' de 44mm.

P, Pulvérisateur.
M, Prise de vapeur sur la chaudière. Elle alimente :
β, Prise de vapeur de réchauffage (diamètre : 19mm);
Γ, Prise de vapeur pour le ramonage du pulvérisateur (diamètre : 19mm);
Δ, Prise de vapeur pulvérisante.
O, Raccord pour prendre la vapeur d'une autre locomotive ou de la chaudière fixe du dépôt.
T, Tige de manœuvre du pulvérisateur.
L, Trois leviers de manœuvre des volets du cendrier.

gnies qui touchent la Volga comme Moscou-Kazan, Moscou-Nijni-Novgorod, Griazi-Tsarytzin, Vlady-Kavkaz). Il est généralement assez propre.

Le troisième filtre est disposé pour être facilement visitable (*fig.* 23); on ferme pendant un arrêt le robinet 4, ce qui éteint le pulvérisateur. On desserre la vis V, on enlève l'étrier E, et l'on peut retirer le couvercle et le filtre, qui est en cuivre rouge. Les trous ont 2^{mm} à 3^{mm} de diamètre suivant les compagnies. J'ai assisté à quelques-uns de ces nettoyages. Il n'y a presque rien sur le filtre. L'opération est faite en moins de 2 minutes.

Il serait très facile, sur une installation où le pulvérisateur ne doit pas s'éteindre, de disposer l'installation de manière à permettre le nettoyage sans stopper. Il n'y a qu'à placer deux robinets 4, deux filtres et deux robinets après les deux filtres. On isolerait l'un, qu'on nettoierait, pendant que l'autre continuerait à marcher.

La figure 22 montre aussi la prise de vapeur M sur la chaudière, et les différentes soupapes de manœuvre des tuyaux greffés sur le barillet C, et qui sont les suivants :

β, tuyau de réchauffage du naphte; Δ, prise de vapeur pour la pulvérisation; Γ, prise de vapeur pour le ramonage du conduit de naphte du pulvérisateur; O, raccords pour prendre la vapeur sur la tuyauterie du dépôt ou sur une autre locomotive; T, tige de manœuvre de la vis qui commande le réglage du naphte. En L sont trois leviers pour manœuvrer les trois portes du cendrier (un au milieu, un à droite, un à gauche), toutes trois sur la face arrière. Ils portent une denture pour tenir ces portes en différentes positions.

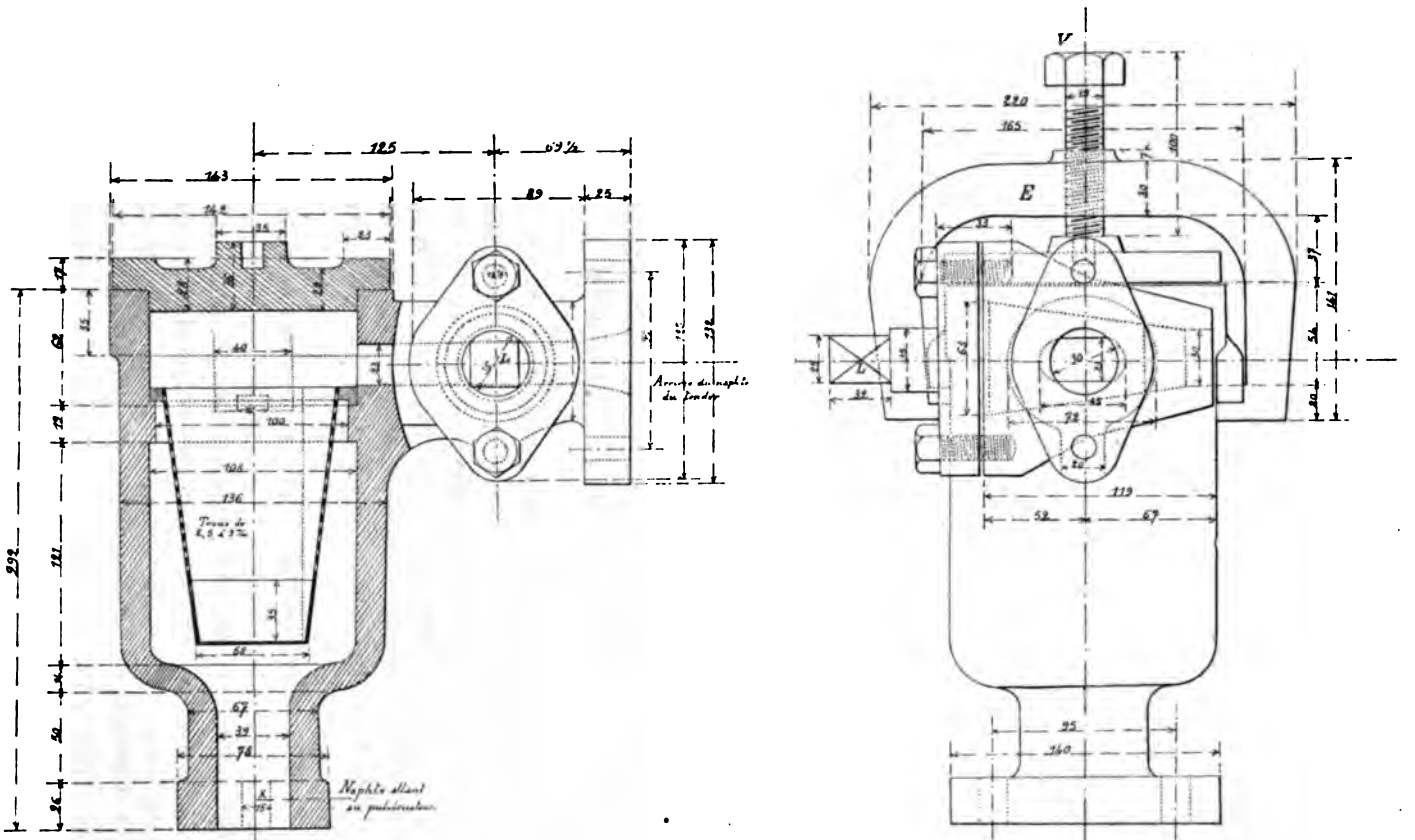
Malgré les facilités et les commodités qu'offre la chauffe au naphte pour les locomotives, il ne faut pas s'exagérer ses avantages. Je citerai le fait suivant : la Compagnie Griazi-Tzarytzin est la première qui ait employé la chauffe au naphte d'une façon courante vers 1883; toutes ses machines sont actuellement disposées pour ce mode de chauffage. Or, d'après ce qui m'a été dit, elle attend que la ligne Tzarytzin-Tikhoretskaia, qui la reliera au bassin houiller du Donetz, soit mise en exploitation, pour abandonner le naphte et le remplacer par le charbon. L'unique raison est que le naphte, qui valait 11 kopecks le poud il y a 2 ans (18^f la tonne), vaut maintenant 25 kopecks ($31^f,50$ la tonne) pris à Tzarytzin.

En ce qui concerne la combustion du naphte sur les chaudières des locomotives, il faut aussi remarquer que c'est une combustion modérée, et qu'on n'exige pas une grande production de vapeur.

Le maximum de dépense de naphte par heure que j'ai observé sur les machines d'express est 450^l, soit, à la densité moyenne de 0,91, environ 410^{kg}. En admettant une vaporisation de 12^l par kilogramme (chiffre donné par la Compagnie Moscou-Kazan), on vaporiserait donc 4920^l d'eau.

Les locomotives dont il s'agit sont des locomotives d'express, type 1898,

Fig. 23. — Filtre des locomotives.



construites par Henschel à Cassel, à trois roues couplées et bogie avant.

Elles ont une surface de chauffe directe de $12^{m^2},75$, une surface de chauffe tubulaire de $153^{m^2},07$, soit $165^{m^2},82$ en tout. La vaporisation ressort seulement à 30^{kg} par mètre carré de chauffe.

La vaporisation par kilogramme de naphte sur les locomotives a été l'objet d'essais régulièrement conduits au chemin de fer de Moscou-Kazan sur diverses locomotives.

Ces essais ont donné les résultats suivants :

$12^{kg},566$, $12^{kg},151$, $11^{kg},632$, $12^{kg},22$, 12^{kg}; soit, en moyenne : $12^{kg},06$.

L'eau, étant prise à 14° R., est évaporée à une pression variant de 11^{kg} à $12^{kg},3$, suivant les locomotives.

Voici la traduction de l'Instruction pour la conduite de la chauffe sur les locomotives de la ligne Moscou-Kazan.

Instruction pour la conduite des locomotives chauffées au naphte

[CHEMIN DE FER DE MOSCOU-KAZAN (1)].

---

1. Les mécaniciens sont personnellement responsables de tous les accidents, et arrêts dans le service qui en sont les conséquences, dus à l'engorgement des pulvérisateurs et conduits de naphte.

Chaque fois qu'un mécanicien sort une machine du dépôt et, dans tous les cas, lors des visites périodiques (obligatoires tous les mois), il doit s'assurer :

a. Que le filtre avec entonnoir placé à la partie inférieure du réservoir du tender est convenablement disposé, qu'il descend bien jusqu'à la partie basse du réchauffeur et assure une bonne circulation du naphte;

b. Que la manche mobile en caoutchouc est bien munie intérieurement du fil de fer en spirale, et qu'elle a bien la longueur convenable ;

c. Que le petit filtre de nettoyage placé près du robinet principal est convenablement placé;

d. Que le réservoir et les conduits de naphte sont bien propres.

2. Avant la mise en route, le mécanicien s'assure du bon fonctionnement des appareils de réchauffage. En particulier, il observe si l'eau de condensation de la vapeur de chauffe est bien propre, ou si elle est mélangée de naphte. Lorsqu'on stationne hors du dépôt, il faut ouvrir en grand le robinet de la vapeur de chauffe, afin d'éviter le refroidissement de l'eau de condensation dans le serpentin.

---

(1) Traduction de M. le capitaine du génie Rabusseau.

3. Lors de la sortie du dépôt, et pendant les stationnements dans les gares, on doit purger l'eau qui se sépare du naphte, et s'accumule à la partie basse du réservoir de naphte, au moyen du robinet placé sur le fond du cylindre de réchauffage. On doit veiller l'écoulement de façon à ne pas perdre de naphte.

4. Avant de quitter le dépôt, le mécanicien doit s'assurer du bon fonctionnement de tous les appareils indicateurs du niveau de l'eau : tube de niveau, robinets-jauges, etc.

5. Pour mettre en pression une locomotive chauffée au naphte, on s'assure d'abord : 1° que le niveau dans la chaudière est normal; 2° que le régulateur est bien fermé ; 3° que les freins sont bien serrés.

Puis on manœuvre les divers robinets des conduits de naphte et de vapeur, on s'assure que l'aiguille du pulvérisateur fonctionne bien. On réunit alors, par un raccord spécial, la conduite de vapeur de la locomotive avec un tuyau amenant la vapeur d'une autre locomotive ou de la chaudière fixe du dépôt.

On jette dans le foyer des copeaux ou de l'étoupe imbibés de naphte et enflammés. On ouvre ensuite graduellement et avec précaution le robinet de vapeur, puis de même le robinet de naphte. Le naphte s'enflamme. On règle ensuite les arrivées de naphte, de vapeur et d'air dans le cendrier pour atteindre l'activité de combustion nécessaire.

Il faut faire attention à ne pas laisser entrer trop d'air, ce qui pourrait amener des fuites aux emmanchements des tubes, aux entretoises et aux coutures du foyer.

Il est interdit d'ouvrir des robinets de vapeur et de naphte avant que l'étoupe jetée soit bien enflammée.

6. Lorsque l'allumage doit être fait sans le secours d'une autre chaudière déjà en pression, on se sert de bois cassé menu, et empilé dans le foyer en ménageant une bonne circulation d'air pour ne pas détériorer le briquetage.

7. Quand une locomotive rentre au dépôt, ou s'arrête longtemps dans une gare, ou marche sur une pente, on doit arrêter d'avance l'arrivée de naphte et de vapeur au pulvérisateur presque complètement, à une distance variable (500^m ou 1^{km}) suivant le profil de la voie et les conditions de pression. On ferme également les portes de cendrier, de façon à laisser un peu de feu et à éviter des fuites. Les voûtes et cloisons en briques donnent assez de chaleur pour continuer à fournir de la vapeur.

Après la rentrée au dépôt, le pulvérisateur étant éteint, on ferme complètement le cendrier, et l'on met un capot sur la cheminée. On doit fermer aussi le robinet de naphte placé près du réservoir du tender.

8. Les mécaniciens, les aides et les chauffeurs doivent entretenir la locomotive et le tender avec toute la propreté possible. Ils doivent éviter tout écoulement de naphte sur le trajet des tuyaux, et dans le cendrier.

Quand on remplit le réservoir, il faut faire attention à ne pas laisser couler du naphte au dehors, ni sur le tender, ni sur la plate-forme.

Après remplissage, fermer avec soin et à clef les bouchons du réservoir par lesquels passent les manches de remplissage.

9. Chaque fois que la température est au-dessous de zéro, il faut réchauffer le naphte. On doit ouvrir le robinet suffisamment pour que le cylindre de réchauffage soit chaud au toucher.

10. Si en marche le pulvérisateur cesse de fonctionner, il est nécessaire avant tout de fermer le robinet d'arrivée de naphte, et de s'assurer que l'aiguille d'arrivée de vapeur n'est pas engorgée, ce qui se fait en ouvrant en grand la prise de vapeur. Si la vapeur sort mal ou pas du tout du pulvérisateur, on dévisse le bouchon de visite situé à l'arrière du pulvérisateur, dans l'axe de l'aiguille creuse, et l'on nettoie cette aiguille avec un fil de fer. Si la vapeur sort bien, c'est que l'avarie est dans la conduite de naphte. On commence par visiter le filtre situé près du robinet de sortie de naphte du tender; s'il est bouché, on le nettoie ou on le remplace par un de réserve.

S'il n'y a rien de ce côté, on ferme la porte du cendrier, on laisse fermé le robinet de naphte, et l'on démonte la manche en caoutchouc qui réunit le pulvérisateur au tuyau venant du tender; on place un seau sous la manche, on ouvre le robinet de naphte du tender, et l'on voit si le naphte arrive librement. Si oui, l'avarie est dans le pulvérisateur même, qu'il faut démonter et nettoyer.

Si l'engorgement est dans le robinet même du naphte, on peut essayer de le nettoyer en enlevant le tournant du robinet, après avoir placé un seau dessous.

Il est rigoureusement interdit dans ce cas d'enlever le robinet lui-même.

Tous ces démontages et visites doivent être conduits avec une extrême prudence.

Il est défendu d'approcher du naphte une lampe allumée.

11. Le mécanicien et son aide doivent veiller à ce que le niveau de l'eau dans la chaudière, en route et sous pression dans les stationnements, soit toujours au moins de 25^{mm} au-dessus de la virole inférieure du tube de niveau.

Quand la fusion d'une cheville en plomb se produit, ils sont passibles d'une punition variable suivant la gravité des avaries qui peuvent arriver à la suite du manque d'eau. Il peut y avoir congédiement.

12. Quand la locomotive rentre au dépôt pour le nettoyage, on ouvre le cendrier, la cheminée et la boîte à fumée. Deux heures après, on peut brosser la suie des tubes. 4 heures après, on vide l'eau de la chaudière, et l'on fait un lavage à chaud en prenant l'eau chaude d'une autre chaudière.

Si l'on n'a pas d'eau chaude, il faut laisser s'écouler plus de 4 heures. Le lavage à l'eau froide n'est permis que lorsqu'il n'y a aucune autre chaudière en pression, et seulement avec l'autorisation du chef de dépôt ou de son adjoint.

Après chaque nettoyage le mécanicien verse 10^{l} de naphte dans la chaudière.

Les chefs de dépôt et leurs adjoints doivent surveiller avec atten-

tion les nettoyages exécutés par les mécaniciens et leurs aides. Ils doivent constater qu'il n'y a de fuite de naphte nulle part, dans le cendrier, aux jonctions des divers tuyaux, etc. Ils ne toléreront pas qu'il y ait formation de mares de naphte sur la voie ou dans les fosses des dépôts. Il est interdit, en cas d'avarie du briquetage du foyer, de retirer les briques chaudes du foyer, et de les jeter sur la voie ou dans les fosses, ce qui pourrait mettre le feu, si du naphte s'y trouvait accidentellement répandu.

Il est défendu de descendre avec du feu dans le réservoir de naphte du tender, s'il n'est pas complètement nettoyé.

14. Les mécaniciens doivent inspecter régulièrement les presse-étoupes des pulvérisateurs, et les garnir de manière à éviter tout arrêt dans la manœuvre du pulvérisateur.

15. Pendant la marche, on doit régler les arrivées d'air de façon qu'il reste une légère fumée claire à la cheminée. L'absence complète de fumée est ordinairement l'indice d'un excès d'air.

16. Sur les locomotives dont les chaudières ont l'installation normale de la Compagnie, les portes latérales du cendrier, donnant accès à l'air dans les canaux de droite et de gauche du cendrier, doivent être toujours ouvertes en marche. La porte du milieu, donnant accès à l'air directement dans le foyer, doit être ouverte suivant l'intensité de la combustion.

Pour une ouverture donnée des portes, on règle l'arrivée du naphte de façon à avoir la fumée légère dont il est question au paragraphe précédent.

On doit voir aussi de petites langues de flammes apparaître à l'ouverture du regard.

Si la combustion ainsi réglée donne trop de vapeur, on diminue l'arrivée du naphte et l'arrivée d'air, de façon à garder la fumée légère.

Il est interdit d'ouvrir le naphte de façon à avoir une fumée épaisse et noire.

17. Le mécanicien désigné pour la première fois pour la conduite d'une locomotive chauffant au naphte doit apprendre les règles de la présente instruction. Il accomplit ensuite un voyage d'au moins 100^{km} avec un mécanicien expérimenté, en compagnie du chef de dépôt ou de son adjoint.

Les personnes chargées de l'instruire doivent lui apprendre complètement les soins à prendre, les précautions à observer, etc. Le mécanicien ne peut être appelé à conduire une locomotive qu'après avoir reçu un certificat en règle, constatant sa connaissance parfaite de toutes les particularités du système.

18. Les mécaniciens font des rapports périodiques indiquant si la locomotive a séjourné hors du dépôt ou à l'intérieur, si elle est rentrée en pression ou non, s'il n'y avait aucune fuite de naphte. Pour faire les visites pendant la nuit, on doit se servir d'une lampe de sûreté.

Le robinet de naphte doit toujours être fermé avant le refroidissement de la locomotive.

19. Dès qu'on remarque une fuite de pétrole venant du pulvérisateur, du

cendrier, du réservoir ou des tuyaux allant du réservoir au pulvérisateur, on doit prendre toutes les mesures possibles pour l'arrêter. Si le mécanicien ne peut y arriver avec les moyens dont il dispose, il doit rendre compte immédiatement au mécanicien de service au dépôt.

2° INSTALLATIONS A TERRE.

Usine Giraud (*Moscou*). — Parmi les usines que j'ai visitées, je citerai l'usine Giraud, à Moscou (moulinage, tissage, teinture et apprêt de la soie), qui est une des plus importantes fabriques de soieries du monde entier. Elle occupe 3600 ouvriers, hommes et femmes.

Il y a huit chaudières Lancashire-Galloway (*fig.* 24) à deux foyers intérieurs, timbrées à 8^{kg}, avec un pulvérisateur à vapeur Pachinine dans chaque foyer.

La vaporisation de l'eau, prise et évaporée à zéro, serait de $14^{kg},2$ par kilogramme de naphte. La dépense de vapeur de pulvérisation est à peu près 1^{kg} de vapeur pour 1^{kg} de naphte. Le naphte arrive aux pulvérisateurs par son propre poids, sous une charge variant de 2^{m} à $3^{m},50$, suivant le niveau dans le réservoir. Il est réchauffé à 40° dans ce réservoir. La flamme du pulvérisateur est très longue. Elle vient se briser sur deux éperons en briques réfractaires situés, le premier à $0^{m},50$, le second à $1^{m},10$ de la façade (voir *fig.* 24), et traverse ensuite le faisceau des bouilleurs.

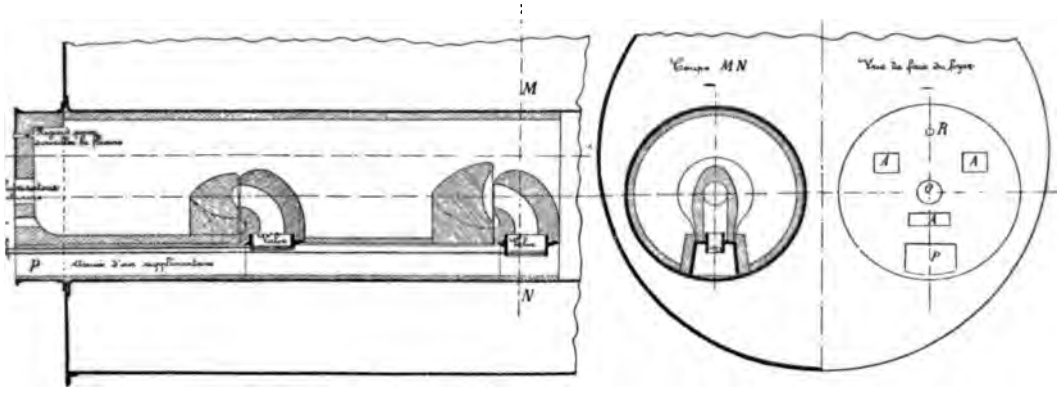
Trois arrivées d'air A, qu'on peut régler par des portes à coulisses et un regard R, sont ménagées sur la façade du foyer. Une quatrième arrivée d'air, munie d'une porte à charnière P, permet de faire arriver de l'air au fond du foyer et de rafraîchir les éperons, en y laissant pénétrer de l'air par les valves réglables du parquet de chauffe, au moyen des tiges *t*.

La longueur de la chaudière est de $8^{m},50$, le diamètre $2^{m},30$. le diamètre du foyer $0^{m},91$. (Renseignements fournis par M. Didio, Ingénieur.)

Usine Hubner (*Moscou*). — (Blanchiment, teinture et impression sur tissus.) Cette usine importante, qui occupe 1600 ouvriers, a une très grande consommation de vapeur. Elle possède 23 corps de chaudières ayant ensemble 3500^{m^2} de chauffe. Les plus grandes chaudières ont 185^{m^2} de surface de chauffe. Il y en a trois types : chaudière à deux bouilleurs à foyer extérieur, chaudière multitubulaire système de Naeyer, chaudières semi-tubulaires à foyer intérieur. Les pulvérisateurs employés sont à vapeur, Pachinine, Choukoff et Daniline. Les deux premiers sont préférés au troisième. Les chaudières de Naeyer ont chacune trois pulvérisateurs; les chaudières à bouilleur en ont deux (un par bouilleur), les autres un par foyer.

La vaporisation aux essais, pour les chaudières de Naeyer, a été de $13^{kg},10$ par kilogramme de naphte (l'eau prise et évaporée à 0°), $13^{kg},31$ pour les chaudières à bouilleurs. On attache une grande importance à avoir de la

Fig. 24. — Foyer des chaudières Lancashire chauffant au naphte (usine Giraud).



AAA, Arrivée d'air réglable.
P, Porte de cendrier.
O, Ouverture pour le pulvérisateur.
R, Regard.

Disposition d'ensemble.

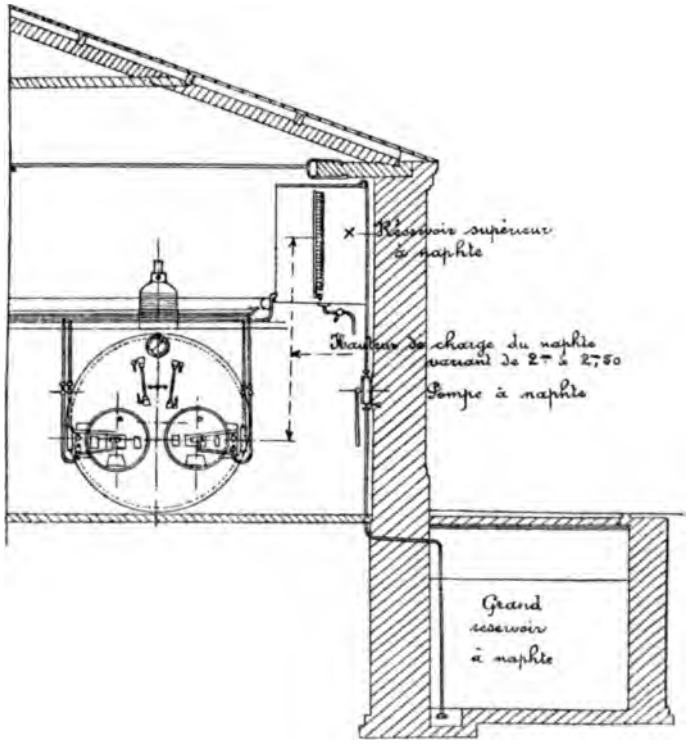
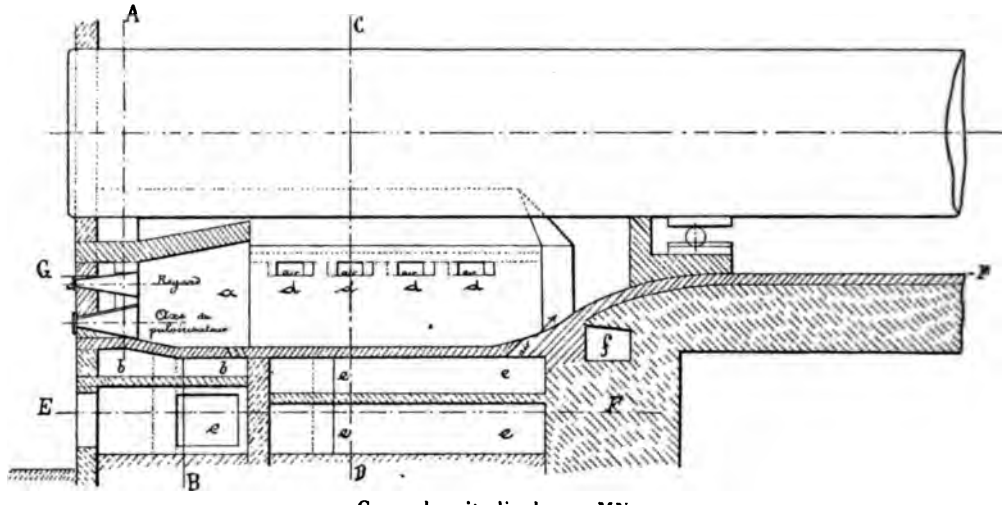
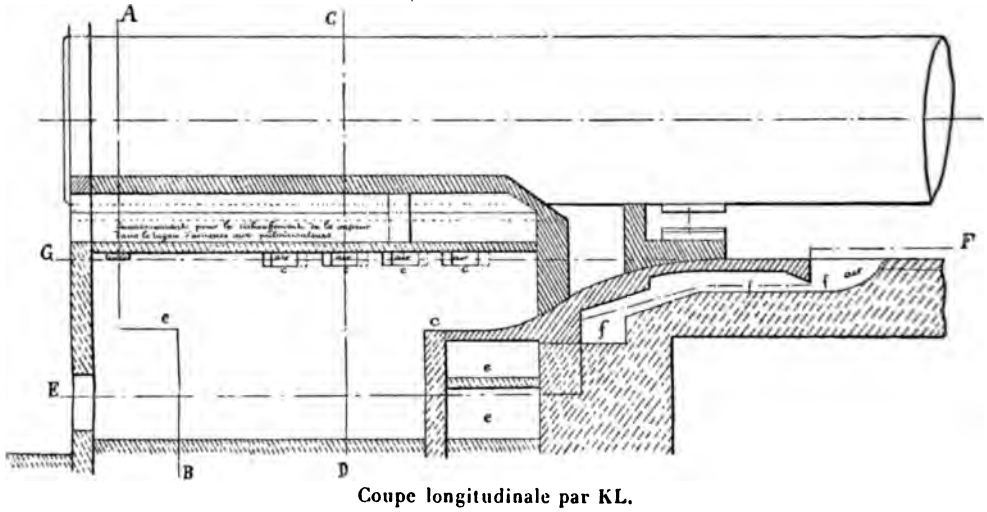


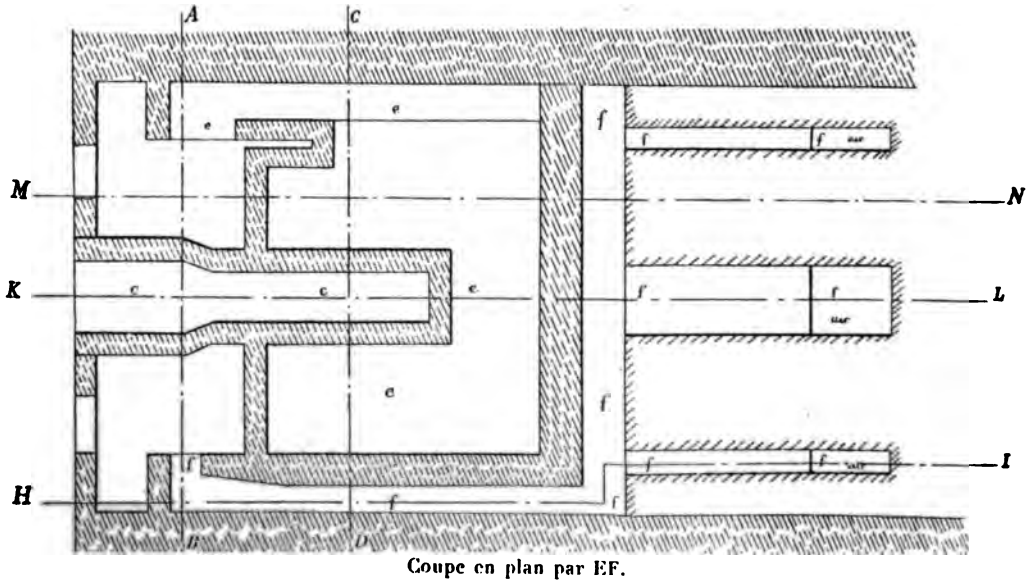
Fig. 25. — Disposition du foyer d'une chaudière



Coupe longitudinale par MN.

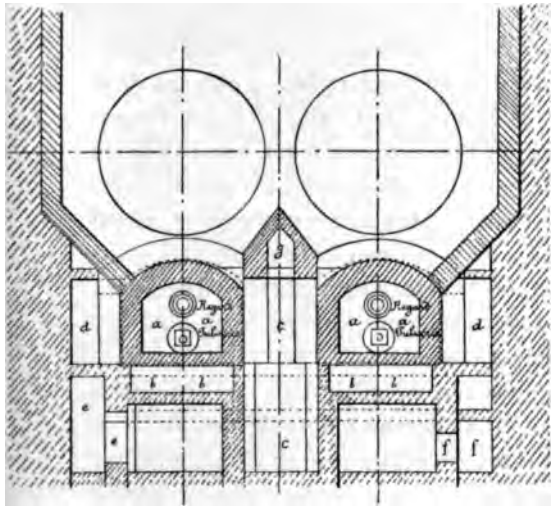


Coupe longitudinale par KL.

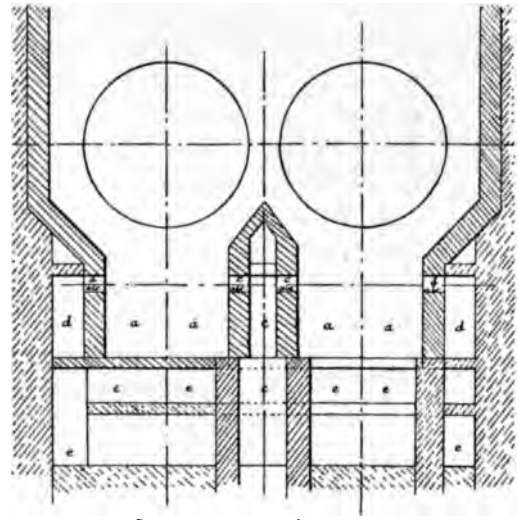


Coupe en plan par EF.

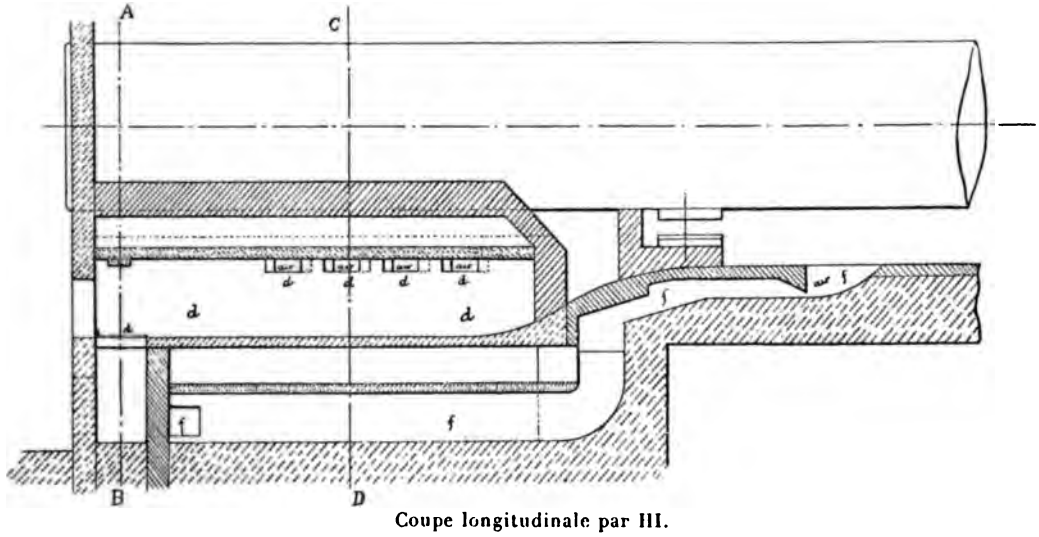
à deux bouilleurs (usine Hubner de Moscou).



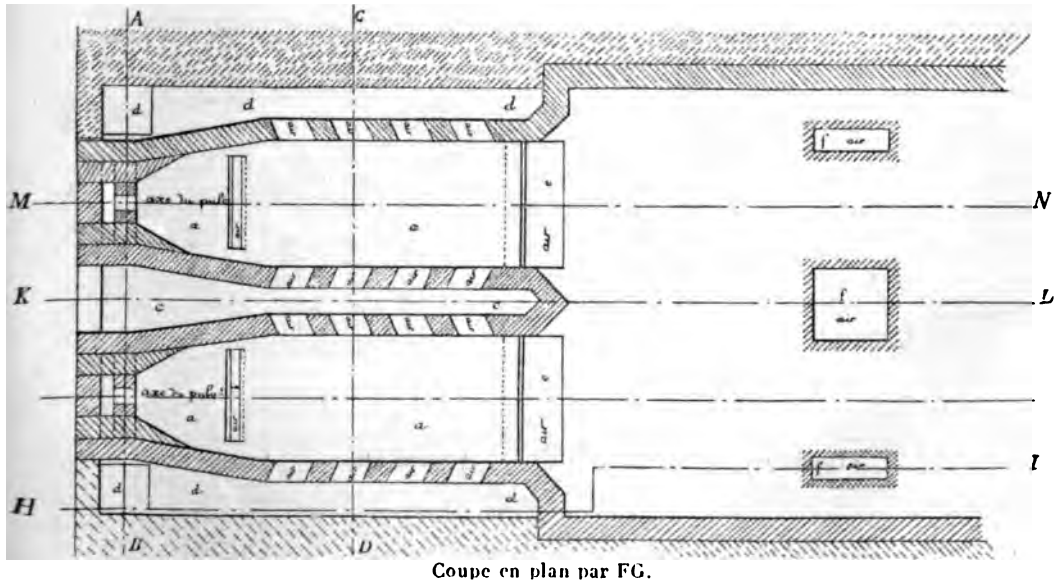
Coupe transversale par AB.



Coupe transversale par CD.



Coupe longitudinale par HI.



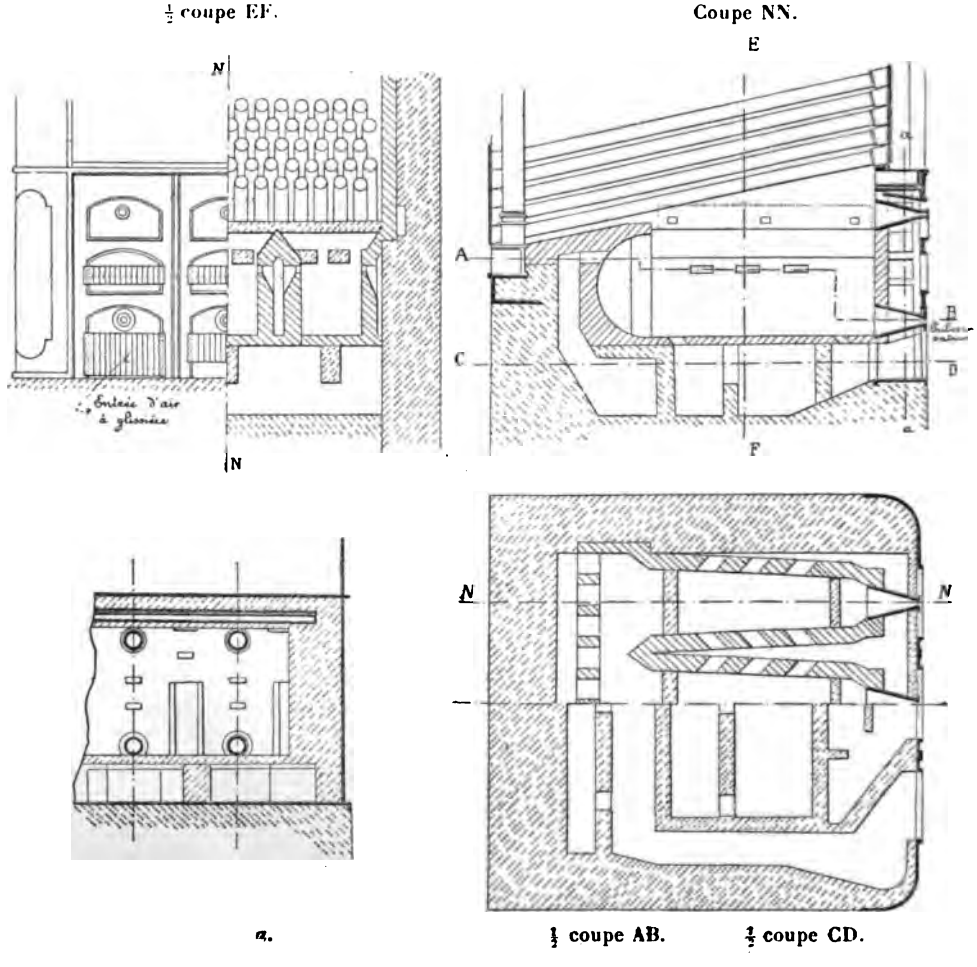
Coupe en plan par FG.

vapeur de pulvérisation bien sèche. Aussi elle est surchauffée en passant dans un tuyau qui traverse le foyer. On a réussi ainsi dans cette usine à économiser un peu la vapeur de pulvérisation, et l'on est arrivé à 5,1 pour 100 de la vapeur produite, soit environ 66 pour 100 du naphte brûlé. Le naphte passe d'abord dans une petite caisse de 400l environ, où le refoule une pompe, et qui sert de caisse de mesurage. Il y est réchauffé à environ 35° par un serpentin de vapeur; il va ensuite dans des caisses où le niveau est maintenu à peu près constant, et s'écoule de là aux pulvérisateurs sous une charge de 2m,50 à 3m. Il y a une caisse semblable par groupe de 3 chaudières.

La figure 25 représente la disposition des arrivées d'air dans une chaudière à bouilleur à foyer extérieur. On voit qu'on a cherché à obtenir des arrivées d'air réparties sur une grande longueur, afin d'avoir une combustion parfaite.

La figure 26 représente la disposition des arrivées d'air dans une chaudière multitubulaire système de Naeyer.

Fig. 26. — Disposition de la distribution d'air dans une chaudière système de Naeyer (usine Hubner).



Ces deux figures montrent la grande importance des briquetages dans les chaudières à foyer extérieur. La dernière est une disposition très intéressante. C'est un des exemples encore rares de l'application de la chauffe au naphte aux chaudières multitubulaires.

L'usine Hubner a besoin de quantités de vapeur très variables et très rapidement variables. C'est ce qui fait son principal intérêt au point de vue de la chauffe. Les 23 corps de chaudières, timbrées à 5^{kg}, sont toujours en communication.

Le réglage est fait d'après les principes suivants : la fumée indique une combustion incomplète et un manque d'air; l'absence totale de fumée peut signifier trop d'air et perte de chaleur, par évacuation dans l'atmosphère des gaz non brûlés. Aussi l'on commence par régler de façon à avoir de la fumée, puis on diminue la dépense de naphte (ou bien on augmente les sections des arrivées d'air, suivant le cas) pour arriver à la fumivorité. En marche normale, cette fumivorité est complète. Chaque changement de régime amène de la fumée, jusqu'à ce qu'on soit arrivé au réglage, qui est fait en peu de temps.

Les chauffeurs se règlent bien sur la couleur de la flamme.

La combustion, comme dans l'usine précédente, est modérée. Elle correspond à une vaporisation de 14^{kg} à 15^{kg} par mètre carré de chauffe pour les chaudières semi-tubulaires et les chaudières à bouilleurs, 20^{kg} à 22^{kg} pour les chaudières multitubulaires de Naeyer.

Il y a presque toujours une ou plusieurs chaudières en pression, où l'on prend la vapeur nécessaire pour l'allumage des autres. Si toutes sont éteintes (par exemple après la débâcle de la Moskova), on fait l'allumage et la mise en pression au bois.

On fait un nettoyage tous les mois.

(Renseignements fournis par M. Romann, Ingénieur.)

Usines Baltiques (*Saint-Pétersbourg*). — Les usines Baltiques, avant d'installer le chauffage au naphte sur divers navires de guerre, ont fait des essais à terre et emploient ce mode de chauffage d'une façon courante pour leurs générateurs.

On a d'abord essayé divers pulvérisateurs à vapeur : Nobel, Kaufmann, Daniline, etc. On a trouvé que le meilleur était le Daniline.

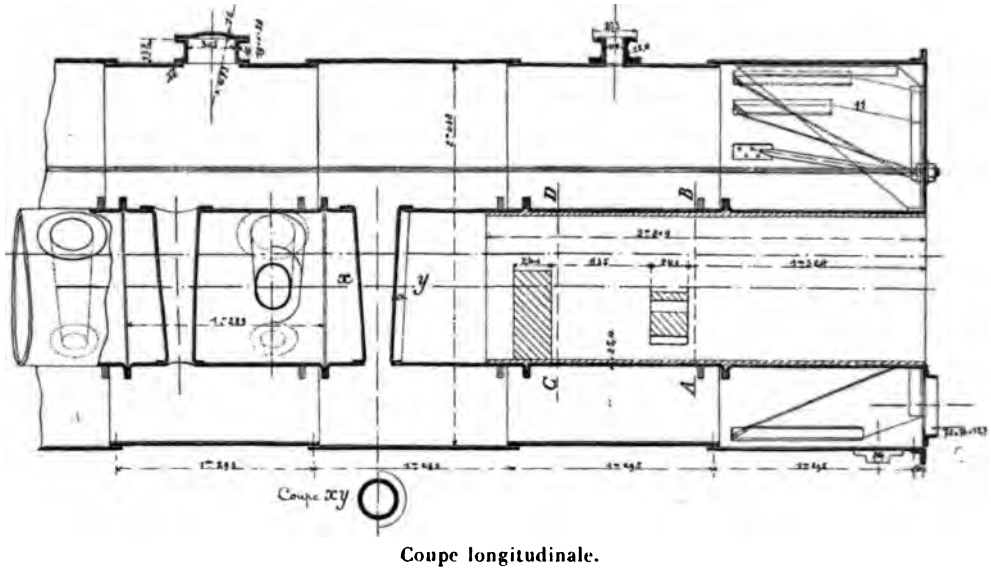
Ensuite, après avoir renoncé à employer la pulvérisation à vapeur à bord, à cause de la dépense d'eau et aussi du bruit très fort des pulvérisateurs, on a essayé les brûleurs mécaniques Koerting à terre.

Les chaudières (*fig.* 27) sont des Lancashire à deux foyers avec tubes Galloway. Les foyers ont $0^{m},99$ de diamètre. La surface de chauffe est de 107^{m^2}.

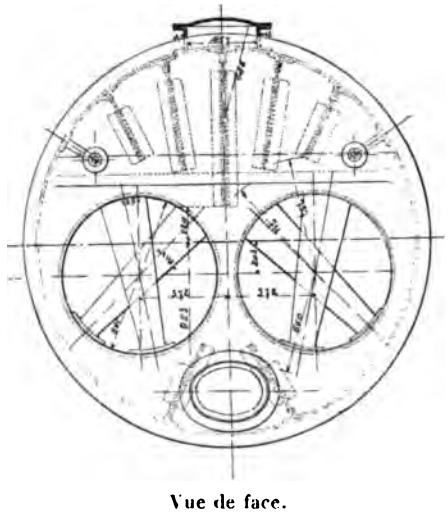
Il y a, par foyer, un pulvérisateur Koerting de $1^{mm},5$, dont le débit normal est de 130^{kg} à 140^{kg} sous une pression de 6^{kg}.

La vaporisation est de $13^{kg},1$ d'eau par kilogramme de naphte (eau prise et évaporée à 0°).

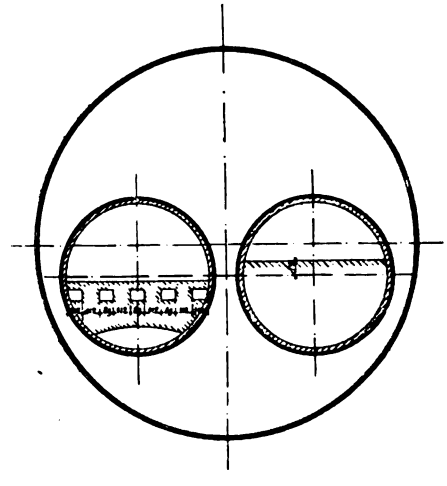
Fig. 27. — Foyer des chaudières Lancashire des Usines Baltiques.



Coupe longitudinale.



Vue de face.



Section par AB. Section par CD.

La chauffe est donc modérée; elle répond à une production de $\frac{13,1 \times 140}{107} = 17^{kg},1$ de vapeur par mètre carré de chauffe.

La vapeur consommée par la compression du naphte et par son réchauffage est de 0,75 pour 100 de la vapeur produite, soit environ 10 pour 100 du poids de naphte.

Le jet de flamme du pulvérisateur vient frapper directement un autel en briques placé à $1^m,50$ de la façade.

La flamme ainsi brisée passe par-dessus, par-dessous et au travers de l'autel, qui est percé de cinq trous de $60^{mm} \times 90^{mm}$. Elle passe au-dessus d'un second autel en briques situé à $0^m,85$ plus loin, et va ensuite dans le faisceau des bouilleurs Galloway, dont le premier, placé à environ 3^m de la façade, est revêtu de briques de 6^{cm} du côté de la flamme. Le foyer tout entier est recouvert d'un revêtement en mastic réfractaire de 25^{mm} d'épaisseur sur une longueur de $2^m,80$. La chaudière a une longueur totale de 10^m.

L'arrivée d'air (*fig.* 28) se fait uniquement par la façade du foyer, qui est percée d'une porte inférieure à charnière, et de six trous circulaires de 23^{mm} de diamètre. Toutes ces arrivées sont réglables, la première par une tige à crémaillère comme les portes ordinaires de cendrier, les autres par des clapets, qu'on peut écarter ou rapprocher en les dévissant ou les vissant sur une tige filetée.

La section totale d'arrivée d'air est de $0^{m^2},29$.

La porte du foyer est munie d'une contre-plaque en fer de 6^{mm}, avec garniture en matières réfractaires de 25^{mm} d'épaisseur. Cette contre-plaque est percée d'une série de trous de 89^{mm} de diamètre.

Le naphte est réchauffé entre 70° et 90° dans une caisse, par un serpentin à circulation de vapeur.

Ce réchauffage est absolument indispensable.

Il subit *quatre filtrations,* dont la dernière est juste sur l'aspiration de la pompe Worthington, qui refoule le naphte sous pression. Il n'y a pas de réservoir sur le refoulement de cette pompe au brûleur. Il est avantageux d'en placer un qui régularise le débit.

La fumivorité est complète, *une fois le régime constant bien établi et les briques bien réchauffées.*

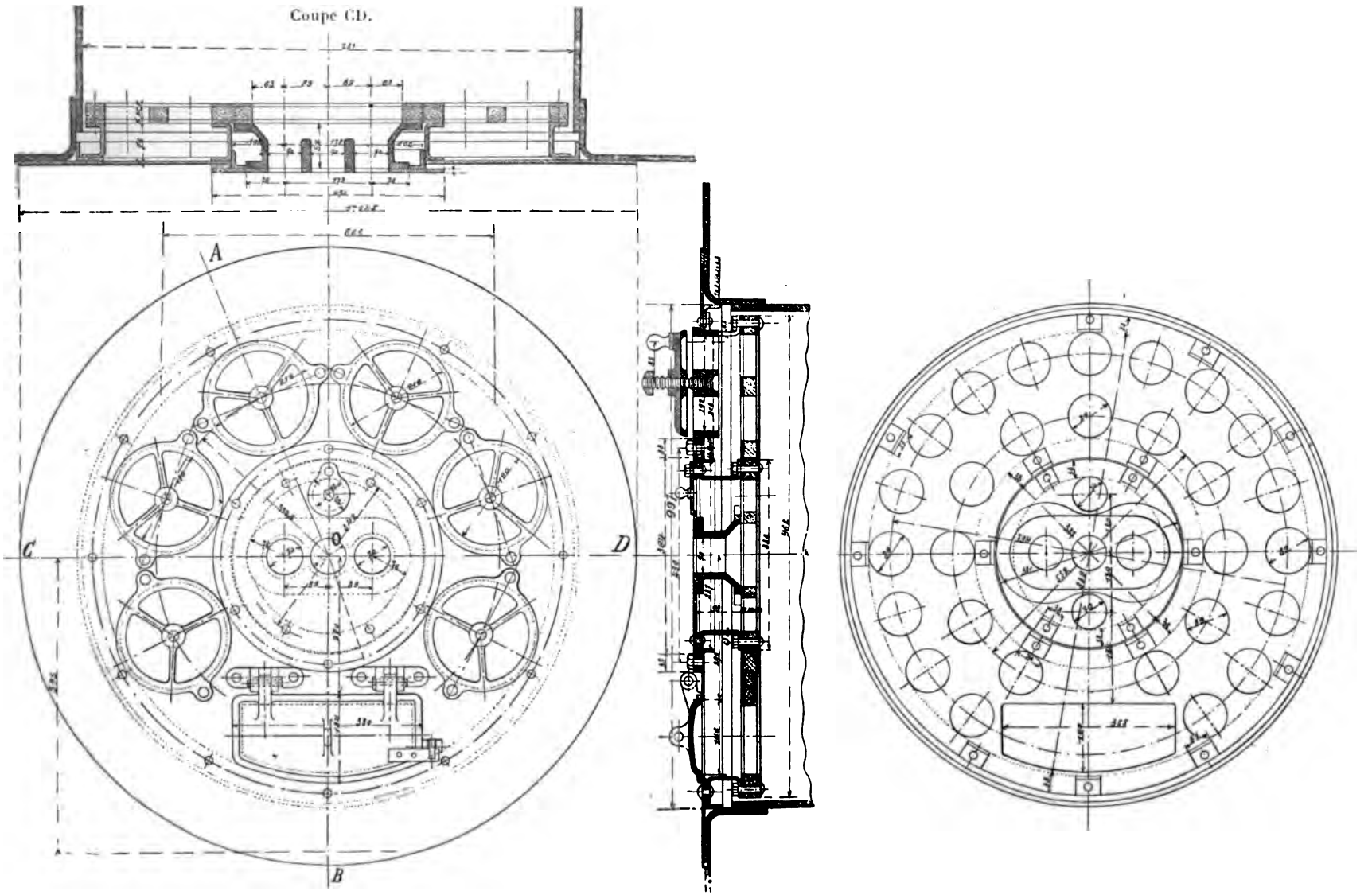
On peut faire l'allumage avec une pompe à main qui comprime le naphte; mais, tant que celui-ci n'est pas réchauffé par le serpentin de vapeur, il se pulvérise mal et, tombant sur la brique froide, brûle incomplètement et produit une épaisse fumée noire. Aussi l'on fait généralement l'allumage au bois.

(Renseignements fournis par M. Zotoff, Ingénieur en chef.)

Raffinerie Brodski (*Odessa*). — Le chauffage au naphte a été introduit à Odessa par la Compagnie du Standart Russe depuis 2 ou 3 ans seulement. Il se développe rapidement. Huit grandes usines emploient ce chauffage, et parmi elles l'importante raffinerie Brodski, qui consomme environ 32 tonnes par 24 heures, et marche jour et nuit.

Ce développement a été facilité par l'élévation des droits d'importation sur les charbons anglais et l'abaissement du fret du mazout, qui coûte en moyenne 44^f la tonne rendue à l'usine.

Fig. 85. — Porte de foyer des chaudières chauffées au naphte (Usine parisienne).



Les pulvérisateurs employés sont le Choukoff et le Beresnief. Il y a 6 chaudières, 3 multitubulaires système Babcock et Wilcox, et 3 à bouilleurs. Les premières ont chacune 200^{m^2} de surface de chauffe, et ont deux pulvérisateurs brûlant chacun 100^{kg} à 130^{kg} à l'heure.

La vaporisation trouvée aux essais a été de 13^{kg}, et la dépense de vapeur pour le pulvérisateur 8 pour 100 de la vapeur produite, soit à peu près 1 pour 1 de naphte brûlé.

A certains moments, on est obligé de forcer la production, les chaudières actuelles étant un peu faibles. Le rendement s'abaisse alors : la pulvérisation et la combustion sont moins bonnes, et il se produit de la fumée. Il s'en produit aussi à l'allumage et au moment des changements de régime.

Au régime normal, la fumivorité est absolue. Il faut remarquer, une fois de plus, que ce régime correspond à une faible production de vapeur par mètre carré de surface de chauffe.

Cette vaporisation est de $\frac{140 \times 13 \times 2}{200} = 18^{kg},2$.

Usine centrale d'électricité du Chemin de fer de Vladi-Kavkaz (*Novorossiisk*). — Le manque d'eau en été et le bruit des pulvérisateurs à vapeur ont décidé cette usine à installer des pulvérisateurs mécaniques. On avait d'abord installé des Koerting ; on leur a ensuite substitué des pulvérisateurs étudiés par les ingénieurs de la Compagnie, et dont on est satisfait. Ils ont été décrits plus haut.

L'installation (*fig.* 29) comprend 8 chaudières tubulaires à flamme directe, dont la longueur totale est de $8^m,79$, et le diamètre extérieur $1^m,90$.

Le foyer est du genre Fox ; il déborde la façade de $0^m,19$, et a une longueur de $4^m,72$ et un diamètre de $1^m,15$ à l'intérieur des ondulations, $1^m,25$ à l'extérieur. Les tubes ont $3^m,037$ de longueur, la boîte à fumée 1^m.

La surface de chauffe est de 99^{m^2}.

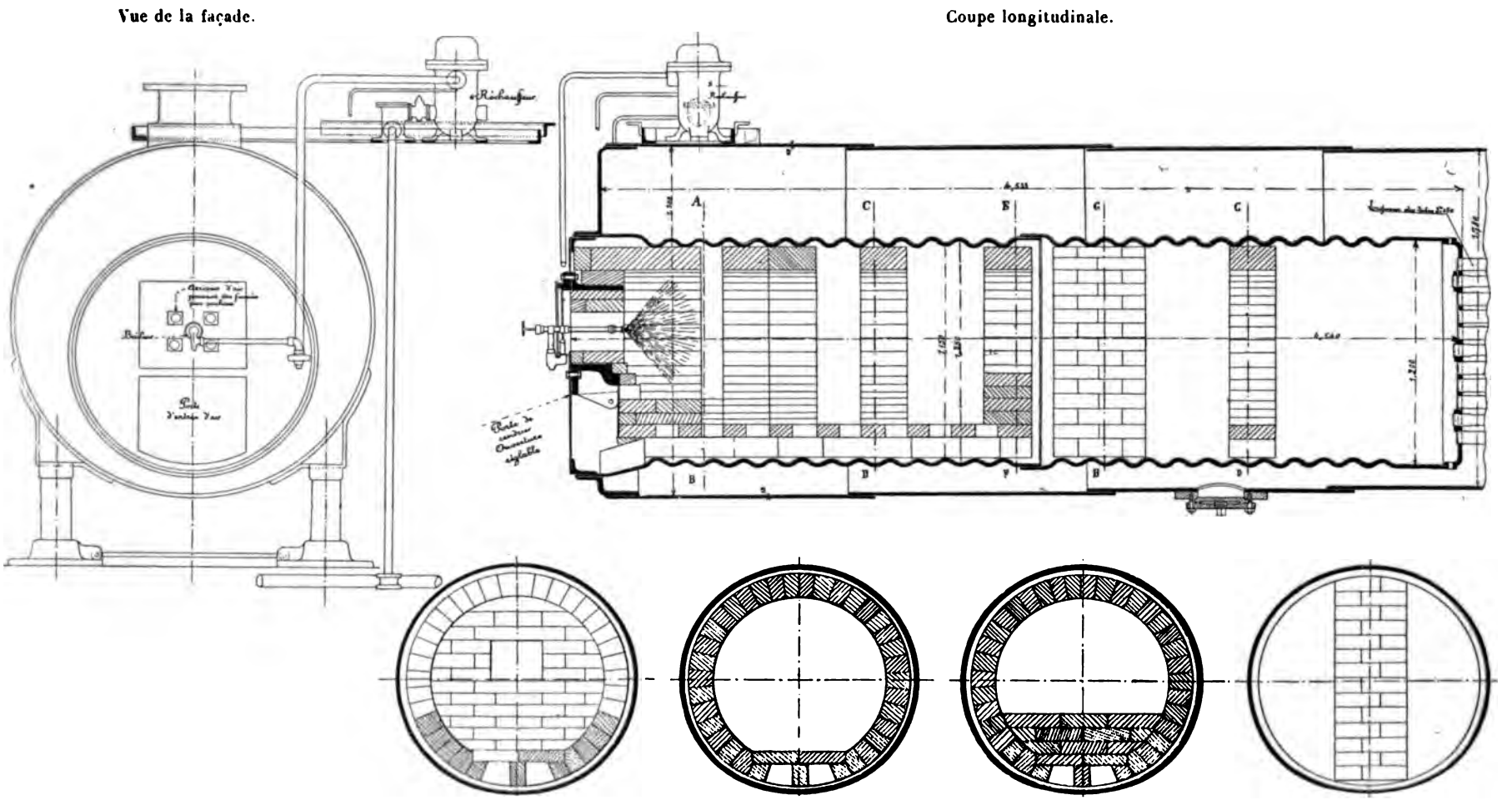
Il y a par chaudière un seul pulvérisateur, qui, en fonctionnement normal, brûle au maximum 230^{kg} de naphte par heure sous une pression de $4^{kg},200$.

La figure 29 indique la disposition du revêtement en briques, installé de façon à ménager des arrivées d'air progressives pour assurer la combustion. L'arrivée d'air est réglée par une porte de cendrier.

Un tirage très régulier a été reconnu nécessaire pour les pulvérisateurs mécaniques, qui, pour cette raison, ont complètement échoué sur les locomotives. Il est assuré par une très haute cheminée en briques, et mesuré par des indicateurs à cadran.

Il est de 9^{mm} dans la boîte à feu, 25^{mm} dans la boîte à fumée. On tient un peu de fumée, pour être sûr de n'avoir pas un excès d'air. La vaporisation par kilogramme de naphte est de $13^{kg},1$, ce qui correspond à $\frac{13,1 \times 230}{99} = 30^{kg},4$ de vapeur par mètre carré de chauffe au maximum.

Fig. 29. — Disposition du foyer des chaudières de l'usine centrale du chemin de fer de Vladi-Kavkaz.



Le naphte est aspiré par une pompe Worthington, et refoulé sous $4^{kg},2$ de pression dans la conduite. Il y a un filtre juste à l'aspiration de la pompe, et deux filtres sur le refoulement à la sortie de la pompe, disposés de manière qu'on puisse nettoyer l'un en laissant l'autre en fonctionnement.

Un troisième filtre est placé sur la chaudière même; de là, le naphte passe dans un réchauffeur et ensuite au brûleur (voir *fig.* 30 le schéma de l'installation).

Fig. 30. — Usine centrale du chemin de fer de Vladi-Kavkaz.

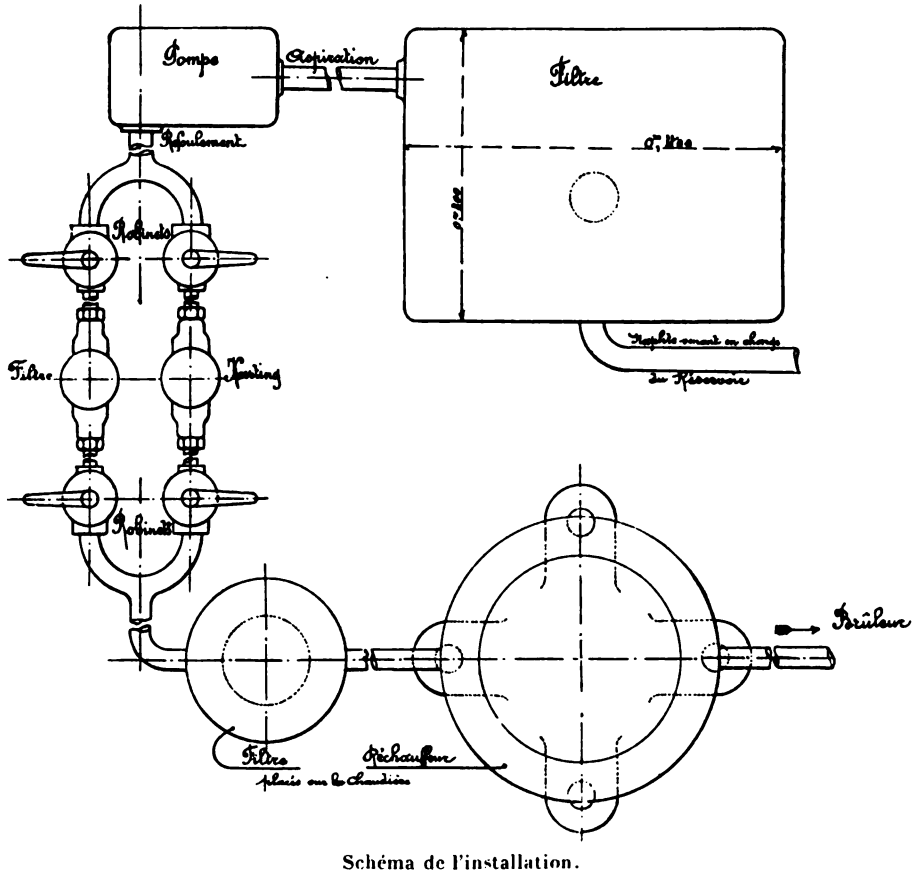


Schéma de l'installation.

Le premier filtre est constitué simplement par une caisse parallélépipédique de $0^m,40$ de longueur, $0^m,40$ de largeur, $0^m,70$ de hauteur, où sont disposées horizontalement des tôles perforées. Le naphte y arrive par le fond; il est en charge venant d'un réservoir situé plus haut.

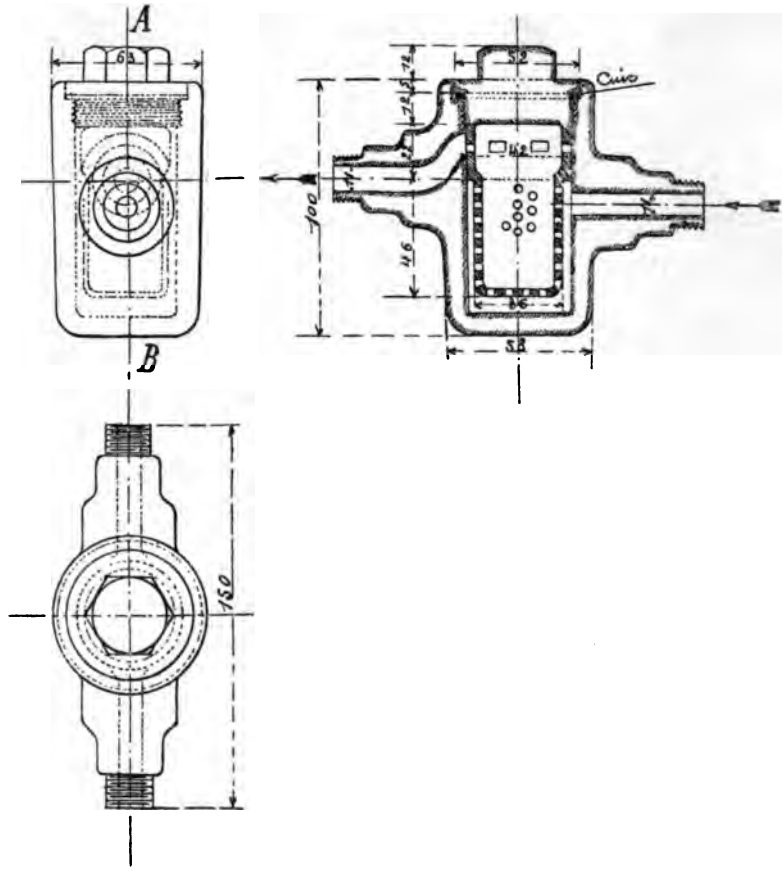
Il est à noter qu'il y a aussi, sur ce réservoir, un filtre dans lequel passe le naphte refoulé par les pompes de remplissage.

Les deux filtres placés sur le refoulement de la pompe de compression du naphte sont du système Koerting, avec filtrage de l'extérieur vers l'intérieur

sur un cylindre en cuivre percé de trous. Le filtre situé sur la chaudière filtre au contraire de l'intérieur vers l'extérieur. Il est formé par une toile métallique et se démonte assez rapidement en enlevant les 4 boulons du couvercle.

Fig. 31. — Filtre Kœrting.

Coupe suivant AB.



Le réchauffeur, fixé sur la chaudière par quatre pattes boulonnées, est parcouru de bas en haut par le naphte, tandis que la vapeur va de haut en bas dans le serpentin de 12mm de diamètre. Il réchauffe à 80° C.

La figure 32 représente les dispositions des filtres et du réchauffeur (Renseignements fournis par M. Tchensnovitch, Ingénieur en chef).

Chauffage des fours (*fig.* 33). — J'ai vu quelques exemples de chauffage au naphte des fours à réchauffer les tôles et cornières. Le pulvérisateur P est placé du côté opposé à la porte.

La flamme balaye la sole, passe dessous et se rend à la cheminée par le carneau.

Fig. 32. — Usine centrale du chemin de fer de Vladi-Kavkaz.

Ensemble du réchauffeur et du filtre.

Coupe suivant CD.

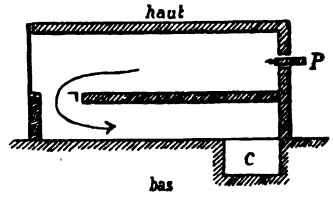
Coupe suivant AB.

Filtre.

Réchauffeur.

Avec les pulvérisateurs plats, qui donnent une flamme en éventail, cette flamme remplit tout le four. Le réchauffage du four après une extinction se

Fig. 33.



fait beaucoup plus rapidement qu'avec le charbon, et avec une grande économie de combustible.

3° BATEAUX A VAPEUR DE COMMERCE (VOLGA, MER CASPIENNE, MER NOIRE).

J'ai pu suivre de près le fonctionnement du chauffage au naphte sur les bateaux de la Compagnie Kavkaz et Merkouri, qui font le service de la Volga et de la mer Caspienne, en faisant sur les bateaux de la Compagnie le trajet de Nijni-Novgorod à Astrakan et de là à Pétrovsk.

Volga. — Les bateaux de la Volga ont $1^{m},50$ de tirant d'eau, et environ 80^{m} de long. La largeur est variable suivant le type du bateau (voyageurs ou marchandises). Les premiers portent ordinairement 200^{tx} de marchandises, les autres 800^{tx}.

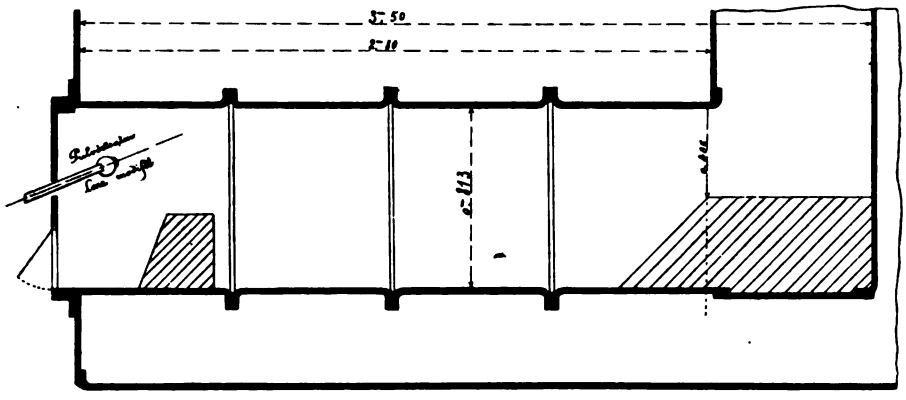
La machine des premiers est compound, et actionne directement deux roues; l'allure maximum est 42 tours, qui correspondent à une puissance indiquée d'environ 800 chevaux. La vapeur est fournie par des chaudières à retour de flamme à un ou deux foyers, timbrés à $6^{kg},300$ ou 7^{kg} suivant les bateaux. Chaque foyer a un pulvérisateur à vapeur. Le pulvérisateur employé sur tous les bateaux de la Compagnie est le système Lenz modifié par la Compagnie (voir *fig.* 8 et 9). Il n'y a qu'un seul type qui brûle de 160^{kg} à 170^{kg} à l'heure au maximum. Il est disposé à l'entrée du foyer, un peu au-dessus de l'axe et incliné vers le haut. Sa flamme plate, en éventail, lèche le ciel du foyer, qu'elle atteint à environ $0^{m},60$ du bec; elle s'étale et se rabat en suivant les parois. Elle vient passer au-dessus d'un remplissage incliné en briques, et se retourne dans le faisceau tubulaire (*fig.* 34). L'angle de la boîte à feu et du foyer doit s'user rapidement. Le jet de naphte s'enflamme à environ $0^{m},12$ à $0^{m},15$ du bec. Un premier autel semble destiné à diriger le courant d'air arrivant par la partie inférieure du foyer.

Sur certains bâtiments, la disposition des autels est un peu différente. Ils forment une sorte de grille (*fig.* 35).

L'allumage et la mise en pression se font au bois. Dès qu'il y a 2^{kg} de pres-

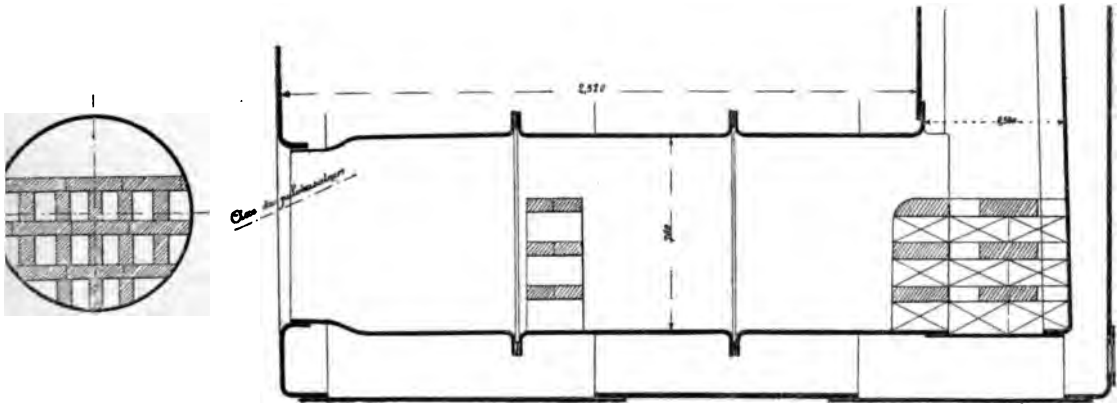
sion, on allume le pulvérisateur en ouvrant le robinet de vapeur, puis le robinet de naphte, après avoir présenté devant le bec un paquet d'étoupes trempé dans le naphte et enflammé.

Fig. 34. — Chaudière à retour de flamme (Compagnie Kavkaz et Merkouri).



A l'allure normale, il n'y a *absolument aucune fumée.* Le réglage est fait en frappant au moyen de maillets en bois sur la queue des robinets, et en se guidant uniquement sur la couleur de la flamme, car les chauffeurs ne voient pas la cheminée.

Fig. 35. — Foyer des chaudières à retour de flamme (Compagnie Kavkaz et Merkouri).



A cette allure, le ronflement du pulvérisateur est très fort. La dépense d'eau pour la pulvérisation est supérieure à 100 pour 100. Quand on augmente ou quand on ralentit l'allure, la fumée apparaît, et l'on ne la fait disparaître qu'au bout d'un certain temps, en dépensant une quantité de vapeur proportionnellement plus grande qu'à l'allure normale. En somme, la pulvérisation n'est réellement bonne qu'à l'allure normale; à faible allure ou en restant sous les feux, la pulvérisation devient moins bonne, et des gouttes de naphte tombent sur le premier autel. Aussi, dès qu'un arrêt dépasse quelques minutes, on

éteint les pulvérisateurs. Si l'arrêt se prolonge, on en rallume un de temps en temps, de façon à ne pas laisser tomber la pression.

L'air nécessaire à la combustion arrive seulement par la façade, par une porte à ouverture variable à volonté. Elle couvre la moitié inférieure de la section du foyer. Il en arrive un peu aussi tout autour du brûleur, mais cet orifice annulaire n'est ouvert qu'en marche normale; à petite allure, il faut le fermer, sinon on a des extinctions.

D'après les chiffres approximatifs qu'on m'a donnés, la vaporisation par kilogramme de naphte est de 11^{kg} à 12^{kg} (l'eau étant prise à 15° environ, et évaporée à 7^{kg}). La surface de chauffe est de 130^{m^2}.

Les chaudières à deux foyers ont deux pulvérisateurs.

Consommation de naphte par heure à la puissance maxima : 330^{kg}.

Vaporisation totale : 3630^{kg} à 3960^{kg}.

Vaporisation par heure et par mètre carré de chauffe : 28^{kg} à 30^{kg}.

Les bateaux marchent ordinairement à une puissance un peu inférieure à la puissance maxima.

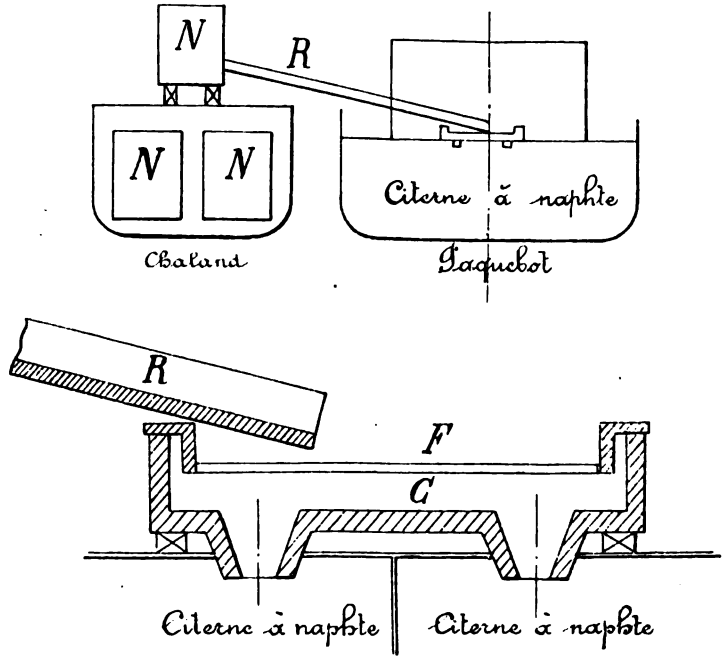
Pour réparer les pertes d'eau, on prend l'eau du fleuve.

Le naphte est contenu dans des citernes limitées par la coque du navire et par deux cloisons transversales. Elles contenaient ensemble 31^{tx} sur le bateau que j'ai pris, *Tzarevitch-Nicolas*.

Sur le trajet de Nijni-Novgorod à Astrakan (2350^{km}), on ne fait du naphte que deux fois, à Samara et à Tzarytzin.

On accoste un chaland (*fig.* 36) qui porte trois caisses de naphte sur le

Fig. 36. — Installation pour l'embarquement du naphte.



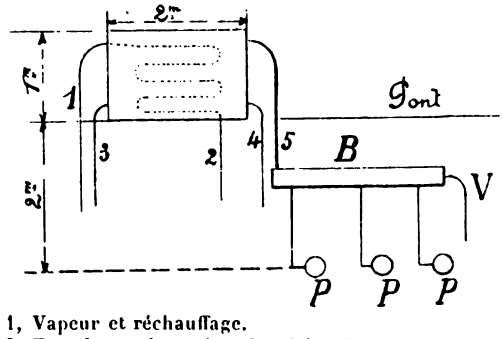
pont, et des citernes ou des caisses au-dessous. On enlève la bonde inférieure d'une caisse du pont, et le naphte coule dans une rigole en planches R découverte. De plus, une pompe à bras placée sur le chaland est actionnée par huit hommes et refoule dans la même rigole. Le naphte arrive dans une caisse C, où se trouve un filtre mobile F en fils de laiton croisés (mailles de $2^{mm} \times 2^{mm}$ environ). Au-dessous sont des entonnoirs qui débouchent directement dans les soutes à naphte.

J'ai vu faire une première fois $13^{tx},500$ en 25 minutes, et une seconde fois 8^{tx} en 11 minutes. Il est resté fort peu de chose sur le filtre : quelques copeaux de bois et brins d'étoupe.

Une pompe mue par la machine prend le naphte dans les soutes et le refoule dans une caisse de $2^m \times 1^m \times 1^m$ placée sur le pont. Il s'écoule de là sous son poids dans les brûleurs. La hauteur est de 2^m à 3^m, suivant le niveau dans la caisse.

Quand il fait froid, le naphte est réchauffé à environ 40° dans cette caisse par un serpentin de vapeur (*fig.* 37).

Fig. 37. — Schéma de l'installation (Compagnie Kavkaz et Merkouri).



1, Vapeur et réchauffage.
2, Eau de condensation du réchauffage.
3, Refoulement de la pompe dans la caisse alimentaire de naphte.
4, Purge de l'eau contenue dans le naphte.
5, Naphte allant dans le barillet B.
PPP, Pulvérisateurs.
V, Vidange.

Pendant tout le trajet, qui dure près de cinq jours, on ne fait aucun nettoyage des chaudières. Une suie grasse de naphte se dépose sur les surfaces de chauffe et dans les tubes; elle n'est pas adhérente. On l'enlève à l'arrivée (à Nijni-Novgorod ou à Astrakan) avec des brosses métalliques.

Mer Caspienne. — Les bateaux de la Caspienne ont des chaudières analogues et les mêmes pulvérisateurs. Les chaudières sont à retour de flamme à deux foyers, timbrées à 8^{kg}.

Les autels en briques sont complètement supprimés. On ménage, outre l'arrivée d'air par la porte inférieure, une arrivée annulaire autour du pulvérisateur (diamètre $0^m,15$ environ), et trois trous circulaires de 30^{mm} environ

de diamètre, placés respectivement au-dessus, à droite et à gauche du pulvérisateur.

Pour la réparation d'eau, on a des provisions d'eau douce considérables. On a parfois été obligé de réparer à la mer; or on sait que la Caspienne est plus chargée de sels que les autres mers. Aussi l'on m'a dit qu'on allait installer des bouilleurs sur les bâtiments neufs.

Le bateau sur lequel j'ai pris passage avait trois chaudières à deux foyers, deux machines compound verticales donnant ensemble 1150 chevaux indiqués.

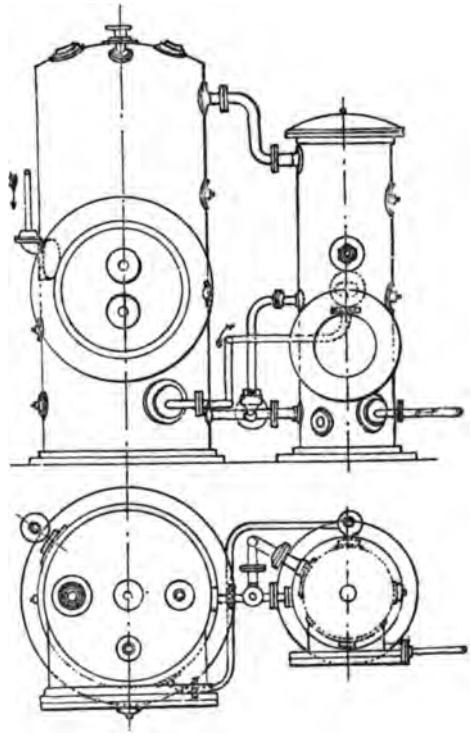
L'approvisionnement de naphte était d'environ $10^{tx},500$, et celui d'eau douce 8^{tx} à 10^{tx} pour la machine, 3^{tx} pour l'équipage et le service du bord.

La caisse alimentaire de naphte est située au-dessus des chaudières, et donne une charge de $3^{m},50$ environ (du fond de la caisse aux brûleurs).

Sa situation dans une région très chaude de la chaufferie fait que le naphte est amené à 50°.

Pertes d'eau. Bouilleurs. — Un bouilleur spécial a été installé, paraît-il, sur certains bâtiments : au lieu de prendre la vapeur directement à la chau-

Fig. 38. — Bouilleur Krug.



dière pour la pulvérisation, c'est la vapeur du bouilleur qui sert à cet usage.

Ce bouilleur (*fig.* 38), construit par Krug, se compose de deux corps.

La vapeur venant de la chaudière par un tuyau traverse les serpentins contenus dans les deux corps; la vapeur et l'eau condensée vont ensuite au condenseur. L'eau de mer se réchauffe, et commence à se vaporiser dans le premier corps, puis passe dans le second, où elle se vaporise sous une pression de $2^{kg},80$ par centimètre carré. De là, la vapeur va aux pulvérisateurs.

Ce bouilleur pèse 500^{kg} avec son tuyautage. Il est très encombrant. Nous avons d'ailleurs vu plus haut que plus la pression de vapeur est élevée et plus la pulvérisation est bonne.

Cette question de la perte d'eau, la complication et l'encombrement des bouilleurs paraissent de nature à empêcher le développement du chauffage au naphte par les pulvérisateurs à vapeur. Il faut remarquer qu'à ce point de vue la Russie est dans une situation particulièrement avantageuse. Les eaux du golfe de Finlande sont presque douces (salinité : 0,005; salinité moyenne de l'Atlantique : 0,034). Celles de la mer Noire sont également moins salées que la moyenne (0,017; Méditerranée : 0,038), et sont à peu près douces à l'embouchure des grands fleuves : Don, Dnieper, Dniester, Boug.

On peut donc, en beaucoup de points, réparer directement à la mer.

Mer Noire. — La plus importante des Compagnies de navigation de la Mer Noire est la Compagnie russe de Navigation à vapeur et de Commerce.

Elle ne paraît pas très convaincue de la supériorité du chauffage au naphte, car, sur sa nombreuse flotte, trois bâtiments seulement sont installés pour cette chauffe : un, le *Sienous*, avec pulvérisateurs à vapeur; deux autres, le *Rurik* et le *Sviatoslav*, avec pulvérisateurs mécaniques Kœrting.

Les bateaux-citernes, qui transportent le naphte de Batoum ou de Novorossiisk à Odessa, chauffent tous encore actuellement au charbon.

Je n'ai pu visiter que le *Rurik* à Odessa, les deux autres étant en route. L'installation du *Sviatoslav* est d'ailleurs analogue.

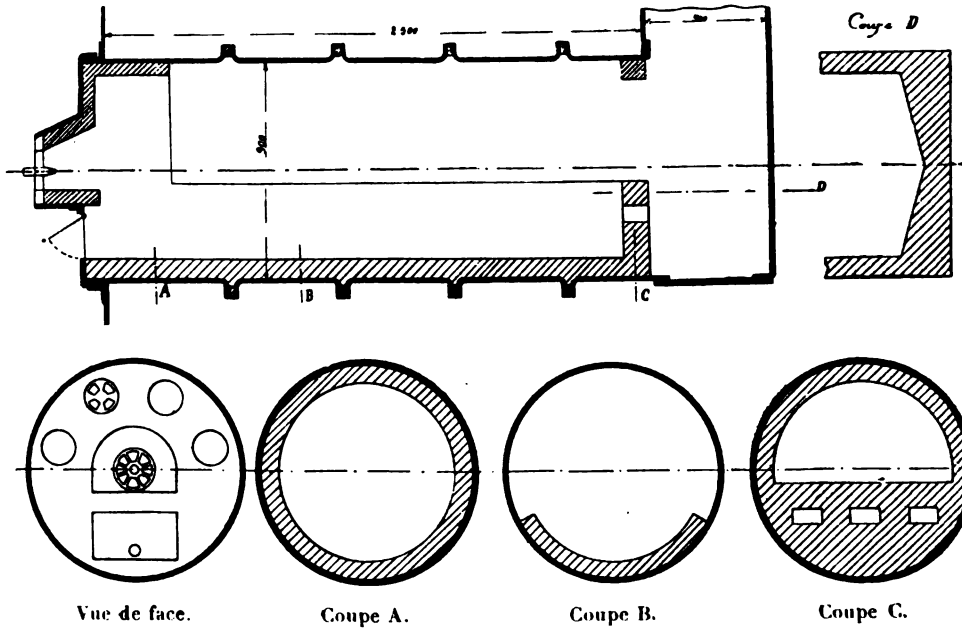
Les deux chaudières (*fig.* 39) sont à deux foyers à retour de flamme. La surface de chauffe totale est de 178^{m^2}, et la puissance indiquée de la machine de 500^{ch}. Il y a dans chaque foyer un pulvérisateur Kœrting de 1^{mm} de diamètre, brûlant en moyenne 80^{kg}, et au maximum 100^{kg}, sous une pression de 4^{kg} à 6^{kg}. Ici, comme partout, nous avons une combustion modérée, et une vaporisation qui atteint au plus $\frac{4 \times 100 \times 12}{178} = 27^{kg}$ par mètre carré de chauffe. Les pulvérisateurs sont placés horizontalement, et la flamme va frapper un autel en briques; un revêtement en briques protège la partie inférieure du foyer, et achève la combustion du naphte.

Ainsi que je l'ai dit plus haut, la pulvérisation mécanique est moins bonne que la pulvérisation à vapeur, et rend obligatoire un revêtement réfractaire, sur lequel brûlent les gouttelettes de naphte non brûlées dans le jet. L'air arrive par une porte de cendrier réglable, par un papillon entourant le brûleur et par quatre ouvertures circulaires réglées par des papillons.

Les soutes à naphte sont installées dans le water-ballast et contiennent environ 80$^{m^3}$ à l'avant, 60 à l'arrière. Il y a en plus deux caisses indépendantes de la coque, et contenant environ 2$^{m^3}$ chacune.

Fig. 39. — Foyer des chaudières du *Rurik*.

(Compagnie russe de Navigation et de Commerce de la mer Noire.)



Deux pompes Worthington aspirent dans les citernes à naphte, refoulent le naphte sous pression dans un réchauffeur cylindrique de 2^m,15 de hauteur, 0^m,83 de diamètre, parcouru par un serpentin de 12^{mm},5 de diamètre. Il se réchauffe là à 70°, et passe ensuite dans un filtre, où il traverse une toile métallique très fine (0^{mm},5 × 0^{mm},5), serrée entre deux plaques de bronze perforées. Le tuyau de naphte traverse enfin la boîte à fumée, où le réchauffage est poussé plus haut, et aboutit au brûleur.

Jusqu'ici les résultats de la pratique semblent indiquer que la dépense de naphte est la même avec la pulvérisation à vapeur qu'avec la pulvérisation mécanique. La combustion moins bonne du naphte dans le second cas est compensée par l'économie de la vapeur de pulvérisation.

La consommation de naphte est de 0^{kg},605 par cheval indiqué et par heure.

Le naphte non brûlé par le pulvérisateur mécanique, surtout à l'allumage, forme une sorte de coke, qu'on peut casser et faire brûler sur le revêtement en briques quand il est bien chaud.

Le *Sienous*, muni de pulvérisateurs à vapeur, n'a pas de bouilleurs. On répare d'abord avec l'eau de caisses de réserve, puis à la mer. Sur bien des

points de la côte, en effet, l'eau est presque douce (mer d'Azof, embouchure du Dnieper, du Boug, etc.).

Le voyage d'Odessa à Batoum, aller et retour, dure en moyenne 18 jours, escales comprises. Ce n'est qu'aux extrémités de la ligne, Odessa et Batoum, qu'on fait un nettoyage complet de la chaudière avec des brosses, et un nettoyage du filtre.

Conclusions.

Je place en regard ci-dessous les avantages qu'on a voulu reconnaître au chauffage par le naphte, et mes observations personnelles.

Avantages du chauffage au naphte.	Observations.
1° Facilité de la conduite et de la surveillance de la chauffe; économie de personnel.	Cet avantage est bien acquis.
2° Fumivorité complète.	La fumivorité n'est réellement complète qu'à une allure déterminée. Chaque changement de régime de combustion donne de la fumée, de même que les variations du tirage.
3° Facilité et rapidité d'embarquement; possibilité d'employer comme soutes des emplacements inutilisables pour le charbon, et, par suite, d'augmenter l'approvisionnement du combustible.	Ces avantages sont réels, mais je ferai remarquer que toutes les installations que j'ai vues ne comportent que des combustions modérées, 30^{kg} au maximum par mètre carré de chauffe. Le naphte se prête mal aux combustions intenses, et au tirage forcé énergique.
4° Augmentation de la distance franchissable à poids égal.	Par suite, pour arriver à la production de vapeur que donne le charbon avec le tirage forcé, il faudra proportionner plus largement les chaudières, et reporter sur elles une partie, sinon la totalité, de l'économie de poids réalisé par l'emploi du naphte. Il est donc fort possible que la distance franchissable n'augmente pas.

Inconvénients de la chauffe au naphte. — La pulvérisation par l'air est moins bonne qu'avec la vapeur et donne lieu à une complication d'appareils. La pulvérisation par la vapeur est la cause de pertes d'eau très considérables. L'avenir semble être à la pulvérisation mécanique, qui est encore loin de la perfection, ou plutôt à la gazéification du mazout. Plusieurs essais fort intéressants ont été faits dans cet ordre d'idées, mais n'ont pas encore reçu d'application pratique.

La chauffe au naphte a de plus pour les bâtiments de guerre un inconvénient grave. Le naphte employé, il est vrai, ne s'enflamme pas facilement. (On a vu cependant par le règlement du chemin de fer de Moscou-Kazan

qu'il y a lieu de prendre certaines précautions à cet égard.) Mais il paraît probable qu'un projectile frappant dans une soute enflammerait le naphte. Cette seule considération en rend l'emploi dangereux pour les torpilleurs, avisos-torpilleurs et bâtiments dont les soutes ne sont pas protégées.

Un autre inconvénient spécial aux pays qui, comme la France, n'ont pas de gisements de naphte, est qu'il faudrait en entretenir un stock extrêmement considérable pour le temps de guerre. Or le naphte ne se conserve pas aussi longtemps que le charbon. Il s'altère à l'air, s'évapore lentement, s'épaissit. Il serait dès lors nécessaire de renouveler fréquemment le stock, ce qui entraînerait à des dépenses très fortes et qui paraissent hors de proportion avec les avantages résultant du chauffage au naphte.

Ce mode de chauffage doit donc être limité pour le moment à des cas tout à fait spéciaux, dans la marine de guerre.

Pour la marine de commerce, au contraire, son emploi est tout indiqué, partout où l'on trouve le mazout à bon marché, en raison des avantages indiqués plus haut.

EXPÉRIENCES

RELATIVES AU

MOUVEMENT DES ARBRES DES MACHINES MARINES,

PAR M. CASTELNAU,
Ingénieur principal de la Marine.

L'étude expérimentale et théorique des mouvements de rotation des arbres des machines à vapeur en général, et des machines marines en particulier, ainsi que celle des flexions et torsions que subissent ces arbres pendant la marche, est de nature à apporter quelque lumière sur la question encore obscure des efforts auxquels ces arbres sont soumis.

Elle permettrait, en outre, de préciser les conditions dans lesquelles la machine développe sa puissance, et d'autre part dans lesquelles l'hélice transmet cette puissance à la masse d'eau qui l'entoure.

La question est actuellement à l'ordre du jour : on a publié récemment, en France et à l'étranger, plusieurs mémoires à son sujet. Elle est traitée à un point de vue plus spécialement théorique dans une note de M. l'Ingénieur principal de la Marine Lelong, insérée au présent Bulletin.

Nous avons pensé qu'il serait utile d'apporter notre contribution à cette étude, en exposant, bien qu'incomplètes, quelques expériences que nous avons eu l'occasion de faire en 1896, au cours des essais de l'*Amiral-Tréhouart*, en vue de nous assurer de la régularité de la rotation de ses machines.

Ces expériences ont été interrompues par l'entrée rapide du bâtiment en escadre, et par notre changement de résidence, survenu vers la même époque.

Le temps nous a manqué pour modifier le dispositif expérimental, après avoir analysé les premiers résultats, et pour poursuivre ces expériences, en les rendant susceptibles d'une conclusion pratique.

Elles mettent néanmoins en évidence, d'une façon nette, l'irrégularité du mouvement de rotation de la machine, et peuvent servir de contrôle ou de comparaison à d'autres expériences ou théories sur le même sujet. En outre, ces expériences nous ont permis de nous rendre compte des avantages et des

inconvénients du dispositif expérimental employé, des erreurs que l'on est susceptible de commettre, et des précautions qu'il est indispensable de prendre pour des déterminations de ce genre.

Les observations de cette nature, qu'elles nous ont suggérées, ne seront, pensons-nous, pas inutiles à ceux qui voudront pousser plus loin l'étude expérimentale du mouvement des arbres des machines marines.

Enregistrement du mouvement de rotation.

*Dispositif expérimental employé sur l'*Amiral-Tréhouart. — Nous avions à notre disposition, pour ces expériences, un diapason entretenu électriquement, et battant le $\frac{1}{100}$ de seconde par vibration double.

Le mode d'opérer le plus naturel, et celui donnant les résultats les plus complets, que nous appellerons *méthode de relevés directs,* eût consisté à disposer une feuille de papier sur un tambour concentrique à l'arbre, ou relié à lui par un train d'engrenages, et à fixer le diapason devant ce tambour, pour qu'il y inscrive ses vibrations. C'est le dispositif employé par M. Ramson, appelé par lui *cyclomètre,* et décrit dans l'*Étude expérimentale dynamique d'une machine à vapeur,* par Dwelshauvers-Dery (collection Léauté).

Mais, dans la machine de l'*Amiral-Tréhouart,* il ne fut pas possible de trouver un emplacement suffisamment à l'abri des projections d'huile et d'eau pour cette installation.

Le bâtiment faisait alors ses essais de recette, durant chacun au moins six heures sans interruption. La feuille de papier, que l'on eût installée sur l'arbre avant l'essai, eût été à la fin pleine d'huile et d'eau, avec des tracés illisibles.

Nous avons, par suite, été conduit à faire l'enregistrement des tracés du diapason en dehors de la chambre des machines.

Nous avons disposé sur un des tourteaux de l'arbre, immédiatement à l'arrière de la machine, un tambour en bois, sur lequel étaient incrustés douze contacts en cuivre, et sur lequel venait frotter un balai fixe, relié électriquement à l'un des pôles d'une source d'électricité. Les contacts étaient tous reliés à l'autre pôle (*fig.* 1).

Il s'établissait ainsi pour un tour de l'arbre douze passages et douze interruptions de courant, correspondant à des positions bien déterminées de l'arbre.

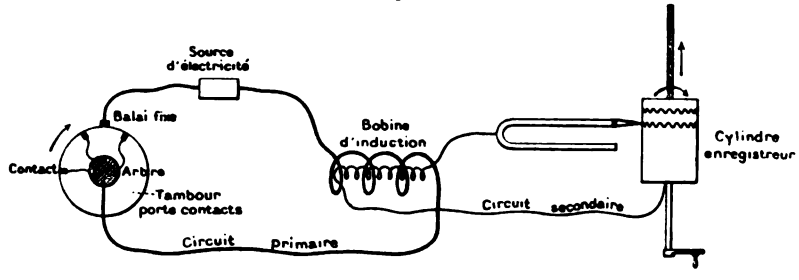
Pour les enregistrer en regard des vibrations du diapason, nous avons constaté que le système usuel d'attraction d'une armature par un électro-aimant était insuffisamment sûr et insuffisamment rapide, à cause de l'inertie de l'armature à mettre en mouvement.

Nous avons alors interposé dans le circuit ci-dessus le primaire d'une bobine d'induction.

Les extrémités du secondaire étaient reliées, l'une à un cylindre métallique

enregistreur, animé à la main d'un mouvement de rotation. L'axe de ce cylindre portait un pas de vis, qui, par sa rotation dans un écrou fixe, lui donnait un mouvement de translation simultané. Ce cylindre était recouvert d'une feuille de papier enfumé.

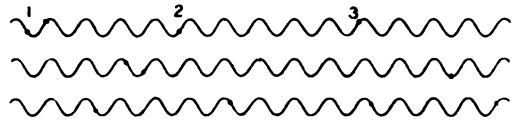
Fig. 1.



L'autre extrémité du secondaire était reliée au diapason, dont l'une des branches, munie d'une pointe métallique, inscrivait les vibrations par une sinusoïde enroulée en hélice.

A chaque rupture du primaire, il se produisait entre la pointe du diapason et le cylindre enregistreur une étincelle d'induction, s'inscrivant, sur le tracé même des vibrations, par un point blanc, et un trou à travers le papier (*fig.* 2).

Fig. 2.



Pour repérer la position de l'arbre sur les graphiques enregistrés, le balai avait été réglé de manière à quitter le contact n° 12 au moment où l'arbre passait à la position HPB. Ce contact était doublé d'un second contact très rapproché, qui marquait sur les graphiques un second point immédiatement voisin du premier.

Le nombre de vibrations, comptées sur le papier entre deux points correspondant à deux contacts successifs, donne en centièmes de seconde le temps qui s'est écoulé entre les passages sous le balai des contacts correspondants, c'est-à-dire entre le passage de l'arbre d'une position déterminée à une autre position déterminée.

Dépouillement des graphiques. — Nous donnons dans les tableaux ci-après les relevés faits à trois allures légèrement différentes : $77^{\text{tours}},9$, $78^{\text{tours}},9$ et $83^{\text{tours}},1$.

Chaque tableau comporte les relevés de 10 tours consécutifs. Les chiffres indiquent pour chaque intervalle les nombres de vibrations doubles (centièmes de seconde).

TABLEAU A ($77^{tours},9$ par minute).

NUMÉRO des tours consécutifs.		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	MOYENNE.	
NUMÉRO du contact.	NUMÉRO de l'intervalle.												M.	$\frac{100}{M}$
1		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	I	"	6,5	"	"	"	6,4	"	6,5	"	"	"	6,50	15,38
2		12,6	"	12,6	12	[illegible]	[illegible],6	"	12,6	12,6	12,6	"	"	
	II	"	6,2	"	"	"	[illegible]	"	6,0	"	"	"	6,10	16,39
3		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	III	"	6,0	"	"	"	6,0	"	6,0	"	6,0	6,0	6,05	16,53
4		12,8	"	12,8	12,8	12,8	"	12,8	"	13,0	"	"	"	"
	IV	"	6,6	"	"	"	6,6	"	6,4	"	6,4	6,8	6,66	15,02
5		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	V	6,7	6,4	6,5	6,8	6,5	6,6	6,7	6,7	6,6	6,7	6,7	6,63	15,08
6		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	VI	6,6	6,9	6,5	6,6	6,6	6,6	6,7	6,5	6,6	6,5	6,7	6,62	15,11
7		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	VII	6,3	6,3	6,2	6,3	6,3	6,1	6,2	6,3	6,2	6,3	6,2	6,25	16,00
8		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	VIII	6,0	6,0	6,0	5,8	6,0	6,0	6,0	6,0	5,9	6,0	6,0	5,97	16,75
9		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	IX	6,6	6,4	6,4	6,7	6,6	6,7	6,5	6,5	6,6	6,5	6,5	6,55	15,27
10		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	X	6,2	6,4	6,4	6,4	6,3	6,3	6,3	6,5	6,2	6,5	6,2	6,34	15,77
11		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	XI	6,9	6,8	6,7	6,9	6,9	6,9	6,8	6,7	6,8	6,9	6,9	6,84	14,62
12		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	XII	6,5	6,6	6,7	6,7	6,7	6,5	6,7	6,6	6,7	6,6	6,6	6,63	15,08
1		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
Total.....		77,2	77,1	76,8	77,6	77,3	76,8	77,3	76,7	77,2	77,0	77,2	77,13	15,55

Les durées moyennes des intervalles I et II ont été déterminées en répartissant la durée moyenne, relevée pour l'ensemble des deux intervalles, proportionnellement aux durées constatées pour chacun d'eux dans les tours 2, 6 et 8.

Pour les intervalles III et IV, on a fait de même d'après les tours 2, 6, 8, 10 et 11.

TABLEAU B (78^{tours},9 par minute).

NUMÉRO des tours consécutifs.		1.	2.	3.	.	5.	6.	7.	8.	9.	0.	MOYENNE.	
NUMÉRO du contact.	NUMÉRO de l'intervalle.											M.	$\frac{100}{M}$.
1		"	"	"	"		"	"	"	"	"	"	"
	I	"	"	"	6,3	"	"	"	"	"	"	6,25	16,00
2		12,4	12,4	12,2	"	2 4	12,4	12,4	12,4	2,4	2,5	"	"
	II	"	"	"	6,2		"	"	"	"	"	6,15	16,26
3		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	III	"	"	6,5	"	6,4	"	"	"	"	"	6,44	15,53
4		12,8	12,8	"	2,8	"	12,8	12,8	12,8	2,8	2,6	"	"
	IV	"	"	6,4	"	6,3	"	"	"	"	"	6,34	15,77
5		"	"	"	"		"	"	"	"	"	"	"
	V	6,4	6,4	6,3	6,3	6,4	6,4	6,3	6,4	6,4	6,5	6,38	15,67
6		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	VI	6,6	6,5	6,6	6,5	6,5	6,6	6,6	6,7	6,6	6,7	6,59	15,17
7		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	VII	6,1	6,1	6,1	6,2	6 3	6,1	6,2	6,2	6,2	6,2	6,17	16,21
8		"	"	"	"		"	"	"	"	"	"	"
	VIII	5,8	5,9	5,8	5,7	5 7	5,8	5,7	5,7	5,8	5,7	5,76	17,36
9		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	IX	6,6	6,5	6,6	6,5	6 5	6,4	6,5	6,5	6,6	6,6	6,53	15,31
10		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	X	6,2	6,2	6,1	6,2	6 2	6,1	6,2	6,3	6,1	6,1	6,17	16,21
11		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	XI	6,7	6,8	7,0	6,9	7 0	7,0	6,8	6,7	,0	7,0	6,89	14,51
12		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	XII	6,4	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,49	15,41
1		"	"	"	"		"	"	"	"	"	"	"
Total.....		76,0	76,1	76,1	76,1	76 2	76,1	76,0	76,2	76,4	76,4	76,16	15,75

Les durées moyennes des intervalles I et II ont été déterminées en répartissant la durée moyenne relevée, pour l'ensemble de ces deux intervalles, proportionnellement aux durées constatées pour chacun d'eux dans le tour 4.

Pour les intervalles III et IV, on a fait de même d'après les tours 3 et 5.

TABLEAU C (83tours,1 par minute).

NUMÉRO des tours consécutifs.		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	MOYENNE.	
NUMÉRO du contact.	NUMÉRO de l'intervalle.											M.	$\frac{100}{M}$.
1		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	I	5,8	"	"	"	"	"	"	"		"	**5,90**	16,95
2		"	1,8	11,8	11,6	,8	11,8	11,6	,6	6	,8	11,69	"
	II	5,7	"	"	"	"	"	"	"	"	"	**5,79**	17,27
3		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	III	6,5	6,0	6,0	5,9	5,9	5,9	6,0	6,0	5 9	6,0	5,96	16,78
4		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	IV	6,7	6,2	6,2	6,1	6,1	6,1	6,2	6,3	6 1	6,3	6,18	16,18
5		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	V	6,2	6,2	6,2	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,28	15,92
6		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	VI	6,0	5,9	6,0	6,0	5,9	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	5,98	16,72
7		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	VII	5,8	5,8	5,9	5,9	6,0	5,9	5,9	5,8	5 8	5,9	5,88	17,01
8		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	VIII	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	**5.47**	**18.28**
9		10,6	1,6	11,6	11,6	,6	11,8	11,6	,8	6	,6	11,65	"
	IX	"	"	"	"	"	"	"	"		"	**6.18**	**16.18**
10		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	X	6,0	6,0	6,0	6,0	6,1	6,1	6,0	6,2	6 0	6,0	6,05	16,53
11		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	XI	6,3	6,2	6,2	6,3	6,3	6,2	6,3	6,3	6 4	6,4	6,29	15,90
12		"	"	"	"	"	"	"	"		"	"	"
	XII	6,2	6,2	6,3	6,3	6,2	6,3	6,3	6,0	6 3	6,1	6,23	16,05
1		"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
Total.....		71,8	1,9	72,2	72,0	72,2	72,4	72,2	72,3	72 0	72,4	72,19	16.64

Pour le calcul de la moyenne, le tour 1 a été négligé, comme s'écartant trop de cette moyenne.

Les durées moyennes des intervalles I et II ont été obtenues en répartissant la durée moyenne constatée, pour l'ensemble de ces deux intervalles, proportionnellement aux relevés faits dans le tour 1.

Les durées moyennes des intervalles VIII et IX ont été déterminées en répartissant la durée moyenne relevée pour l'ensemble de ces deux intervalles proportionnellement aux durées relevées pour ces mêmes intervalles dans le Tableau B.

On voit que les tours individuels à une même allure, quoique présentant des divergences, ont un même aspect général, et que l'on peut considérer la moyenne des 10 tours consécutifs comme représentant bien la rotation de la machine à cette allure. Il est arrivé que, par suite de projections d'huile et d'eau sur le tambour des contacts, certains contacts n'ont fonctionné que par intermittence.

Lorsque le contact 2 a manqué, par exemple, dans un tour, les graphiques n'ont permis de déterminer, pour ce tour, que l'intervalle de temps séparant les contacts 1 et 3.

En général, le contact défectueux a fonctionné au moins pendant un tour, et la moyenne des intervalles 1 — 3 a pu alors être répartie entre les intervalles 1 — 2 et 2 — 3, proportionnellement aux moyennes des relevés des tours où le contact 2 a fonctionné.

Dans le tableau C, où le contact 9 a constamment manqué, les chiffres gras relatifs aux intervalles VIII et IX résultent d'une répartition hypothétique, proportionnelle aux mêmes intervalles du tableau A.

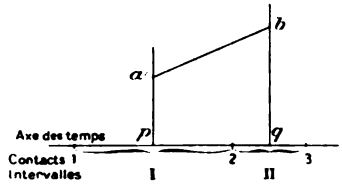
Les chiffres inscrits dans la colonne M peuvent servir à calculer, pour chaque douzième de tour, la vitesse angulaire moyenne et l'accélération angulaire moyenne pendant cet intervalle.

En appelant α l'angle qui sépare deux contacts $\left(\text{dans le cas actuel } \alpha = \frac{\pi}{6}\right)$, angle parcouru pendant M vibrations du diapason, ou un temps $T = \frac{M}{100}$ secondes, la vitesse angulaire moyenne a pour expression

$$\omega = \frac{\alpha}{T} = \frac{\pi}{6}\,\frac{100}{M}.$$

Supposons tracée la courbe des vitesses angulaires en fonction du temps (*fig.* 3), obtenue en portant les vitesses ainsi trouvées en ordonnées au milieu des intervalles T correspondants.

Fig. 3.



$ap = \omega_1, \quad aq = \omega_2,$
$1.2 = T_1, \quad 2.3 = T_2.$

L'accélération angulaire moyenne entre deux ordonnées I et II sera le coefficient angulaire de *ab*, ou

$$D = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\frac{T_2 + T_1}{2}} = \frac{\pi}{3}\,\frac{\frac{100}{M_2} - \frac{100}{M_1}}{\frac{M_2 + M_1}{100}}.$$

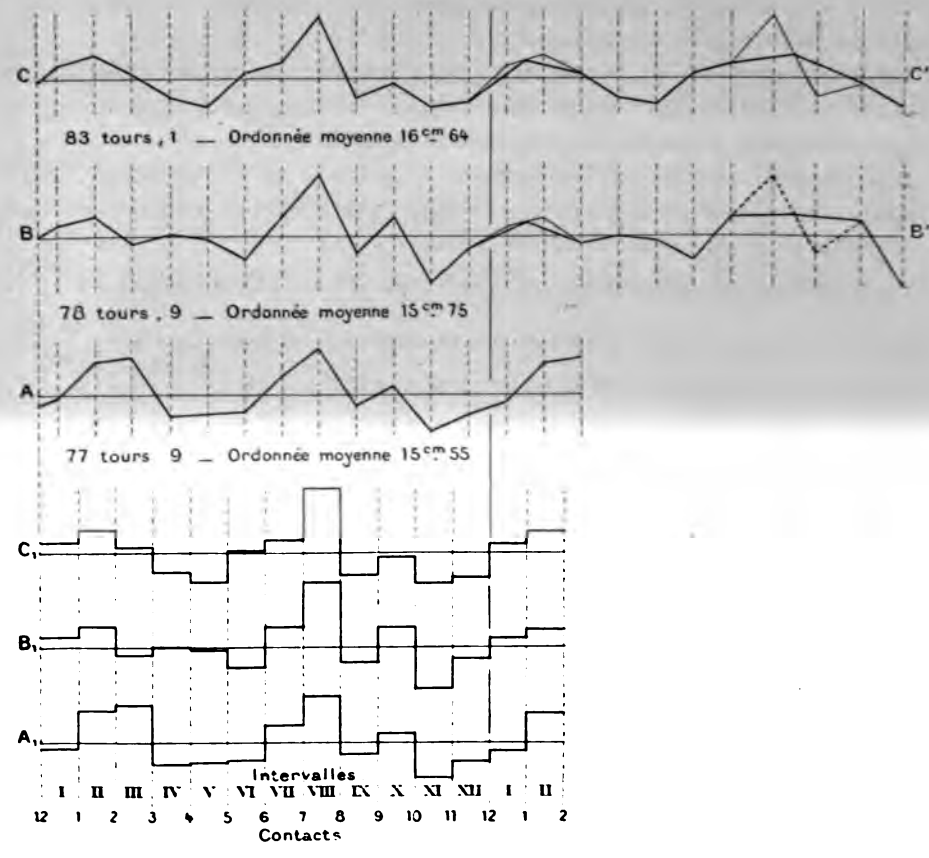
Pour les tableaux A, B, C, nous avons calculé la quantité $\frac{100}{M}$ proportionnelle à ω, qui a servi à établir les courbes A, B, C (*fig.* 4) des vitesses angulaires en fonction des positions de l'arbre, en portant ces quantités en ordonnées au milieu des intervalles de deux contacts.

Fig. 4.

Machine de l'*Amiral-Trehouart*.

Courbes des vitesses angulaires en fonction des positions de l'arbre.

Échelle : $\frac{1}{100\,\frac{\pi}{6}} = \frac{1}{52,4}$.



Dans la courbe C' les traits pleins résultent des relevés directs. Les traits fins résultent des hypothèses faites au sujet des intervalles I, II, VIII et IX.

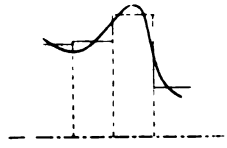
La courbe B' a été tracée pour servir de comparaison à la courbe C', en supposant des relevés aussi incomplets que pour cette dernière.

Les tirets correspondent à ceux des relevés directs, qui sont plus complets que ceux de la courbe C'.

Nota. — Les nécessités du format ont conduit à réduire de moitié le tracé primitif, auquel se rapportent les chiffres inscrits.

Les courbes A_1, B_1, C_1 sont les mêmes courbes obtenues en portant constante la vitesse moyenne sur la largeur de l'intervalle. Ce sont ces courbes qui expriment exactement les résultats de l'expérience; mais elles sont moins faciles à comparer que les courbes A, B, C. La courbe réelle des vitesses angu-

Fig. 5.



laires à chaque instant s'inscrirait sur les courbes A_1, B_1, C_1, en y ajoutant et retranchant une série d'aires égales (*fig.* 5).

On voit que les courbes A, B, C ont des allures très analogues, ce qui laisse présumer qu'elles représentent bien la rotation de l'arbre.

La variation de la vitesse angulaire moyenne pendant un douzième de tour peut atteindre un dixième de la vitesse angulaire pendant un tour, ce qui donne tout lieu de croire que la variation est beaucoup plus considérable entre les vitesses angulaires instantanées.

Il n'est par suite plus possible d'admettre la parfaite régularité de rotation des machines marines, que des expériences faites il y a une vingtaine d'années avaient semblé montrer. Cette conclusion semble d'ailleurs due au manque de sensibilité de la méthode employée.

Discussion des erreurs.

Pour des déterminations d'une nature aussi délicate il est indispensable de se rendre compte des erreurs que l'on est susceptible de commettre, et de calculer leur valeur relative maximum. Comme on le verra par ce qui va suivre, ces erreurs croissent beaucoup, dès qu'on veut multiplier les intervalles pendant lesquels on mesure la vitesse angulaire, et leur somme peut, si l'on n'y prend garde, atteindre une valeur assez élevée pour fausser l'interprétation des résultats.

I. — Erreurs de lecture sur les tracés du diapason.

Pendant un intervalle, la vitesse angulaire définie précédemment est

$$\omega = \frac{\alpha}{T},$$

α grandeur angulaire de l'intervalle,
T temps employé à le parcourir.

Les temps sont mesurés par un certain nombre de vibrations du diapason, ayant chacune une durée θ

$$T = n\theta.$$

Si nous commettons dans la lecture des relevés une erreur d'une fraction de vibration a, nous calculerons un temps

$$T' = (n + a)\theta,$$

a pouvant être positif ou négatif et restant compris entre o et une valeur limite $a_0 < 1$ en valeur absolue.

L'erreur relative commise sur ω sera

$$e = \frac{\omega' - \omega}{\omega} = \frac{-a}{n + a}.$$

L'erreur maximum sera en valeur absolue

$$e_0 = \frac{a_0}{n + a_0}, \quad \text{si } a > 0,$$

$$e_0 = \frac{a_0}{n - a_0}, \quad \text{si } a < 0.$$

La première étant un peu plus petite que la seconde, on voit qu'il y a intérêt à apprécier les nombres de vibrations dans un intervalle par excès, plutôt que par défaut.

La valeur maximum de l'erreur sur la vitesse angulaire sera

$$e_0 = \frac{a_0}{n - a_0},$$

a_0 restant sensiblement constant, parce qu'il est difficile d'apprécier une fraction de la vibration d'un diapason plus petite que le dixième; l'erreur est d'autant plus grande que n est plus petit, c'est-à-dire que l'on cherche à restreindre l'intervalle α, ou à se rapprocher de la détermination de la vitesse angulaire à chaque instant.

L'intervalle α étant donné, il est parcouru dans un temps T, qui ne dépend que du mouvement de l'arbre.

Or

$$n = \frac{T}{\theta}.$$

Pour conserver une précision suffisante, quand α et T diminuent, il faut diminuer θ, c'est-à-dire *employer un diapason aussi rapide que possible.* On n'est limité dans cette voie que par les conditions de fonctionnement du diapason, qui est plus difficile à construire et à entretenir électriquement, à mesure que sa rapidité augmente, et le degré de précision qu'on désire atteindre, eu égard au désagrément de compter des vibrations trop nombreuses.

Le diapason que nous avons pu utiliser sur l'*Amiral-Tréhouart*, battant le centième de seconde, était beaucoup trop lent.

En admettant que l'on pouvait apprécier le dixième de vibration, c'est-à-dire faire une erreur maximum d'un dixième de vibration, l'erreur relative maximum due à cette cause pour nos relevés est

$$\frac{0,1}{6,5-0,1} = \frac{1}{64}.$$

Elle eût été beaucoup plus considérable, si nous avions augmenté le nombre de contacts par tour, comme il eût été désirable pour avoir des résultats plus détaillés. Il serait bon, pour des expériences de ce genre, de se munir d'un diapason battant le millième de seconde, et nous avions pris nos dispositions pour faire construire ce diapason, lorsque nos expériences sur l'*Amiral-Tréhouart* se sont trouvées interrompues.

Examinons maintenant les erreurs analogues dans le cas de la méthode directe.

Lorsqu'on a procédé par tracé direct du diapason sur un tambour entraîné par l'arbre, on mesure sur ce tracé développé la longueur $L = R\alpha$ d'un certain nombre de vibrations du diapason correspondant à un temps T.

On peut commettre, dans la détermination des points entre lesquels est mesurée la longueur L, une erreur d'une fraction a de vibration, qui fait que la longueur mesurée correspond non pas à n vibrations, mais à $n + a$. On calcule donc

$$\omega' = \frac{\alpha}{T} = \frac{\alpha}{n\theta} \qquad \text{au lieu de} \qquad \omega = \frac{\alpha}{(n-a)\theta}.$$

L'erreur relative a pour expression

$$e = \frac{\omega' - \omega}{\omega} = \frac{-a}{n}.$$

Cette erreur est de même forme et conduit aux mêmes conclusions que celle que nous venons d'étudier dans le cas du procédé de relevés indirects.

Dans l'erreur a il faut comprendre celle qui résulte de la déformation de la courbe vibratoire, par suite de la flexibilité inévitable de la pointe traçante. Cette déformation n'a qu'une influence négligeable, dans le cas du relevé par étincelles.

Il peut aussi se produire une erreur b de lecture sur la longueur L. Il en résulte pour ω une erreur relative

$$e_1 = \frac{b}{L}.$$

L'erreur b restant sensiblement constante, quel que soit L, l'erreur e_1 croît quand L diminue, c'est-à-dire quand la vitesse angulaire augmente, ou quand on cherche à calculer la vitesse pour des intervalles plus petits.

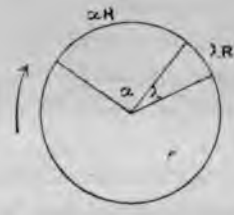
Cette erreur fait pendant à l'erreur de position d'un contact dans la méthode indirecte.

II. — Erreur de position d'un contact.

Une erreur de même nature peut provenir d'un déplacement accidentel du balai, dû à un défaut de fixité.

On peut supposer le tambour immobile, et le balai se déplaçant (*fig.* 6) dans le sens de la flèche, avec la même vitesse angulaire changée de signe. Deux contacts consécutifs doivent être séparés par un angle α, et un arc αR

Fig. 6.



parcouru dans un temps T. Si l'un des contacts est déplacé d'un arc λR (compté positivement dans le sens du mouvement, et négativement en sens inverse), parcouru dans un temps t, on prend pour expression de la vitesse angulaire moyenne

$$\omega' = \frac{\alpha}{T + t},$$

alors que la vitesse moyenne réelle est

$$\omega = \frac{\alpha}{T}, \qquad T = \frac{\alpha}{\omega}.$$

En appelant Ω la vitesse angulaire pendant le temps t,

$$t = \frac{\lambda}{\Omega};$$

d'où

$$\omega' = \frac{\alpha}{\frac{\alpha}{\omega} + \frac{\lambda}{\Omega}},$$

et l'erreur relative

$$e = \frac{\omega' - \omega}{\omega} = -\frac{1}{\frac{\alpha}{\lambda}\frac{\Omega}{\omega} + 1}.$$

En désignant par l'indice o les valeurs absolues, on a

$$e_0 = \frac{1}{\frac{\alpha}{\lambda_0}\frac{\Omega}{\omega} + 1} \quad \text{si } \lambda > 0 \qquad \text{et} \qquad e_0 = \frac{1}{\frac{\alpha}{\lambda_0}\frac{\Omega}{\omega} - 1} \quad \text{si } \lambda < 0.$$

La quantité $\frac{\alpha}{\lambda}\frac{\Omega}{\omega}$ sera vraisemblablement toujours > 1 dans les conditions des expériences. Par suite, c'est la seconde valeur de e_0 qui est toujours la plus grande.

Cette erreur croît quand on diminue l'intervalle α, ou quand la vitesse moyenne ω augmente.

Elle augmente quand l'erreur angulaire λ_0 de position du contact augmente. Comme l'erreur linéaire $\lambda_0 R$ est inférieure à une limite constante, il y a un intérêt à augmenter R, rayon du tambour, pour diminuer λ_0.

Elle croît aussi quand la vitesse instantanée Ω sur le contact diminue.

Admettons que l'erreur de position d'un contact ait été au maximum de 1^{mm} avec $R = 250^{mm}$, $\lambda_0 = \frac{1}{250}$.

Admettons comme condition défavorable $\frac{\Omega}{\omega} = \frac{1}{2}$.

$$e_0 = \frac{1}{64}.$$

III. — Erreur due a un changement de portage ou a une flexion de l'arbre.

Soient T le temps employé à parcourir l'intervalle α, si cette cause d'erreur n'existait pas,

t le temps en plus ou en moins provenant de la perturbation;

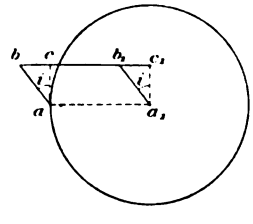
$\omega = \frac{\alpha}{T}$ est la vitesse angulaire moyenne effective,

$\omega' = \frac{\alpha}{T + t}$ la vitesse angulaire moyenne relevée,

$e = \frac{t}{T}$ l'erreur relative.

Supposons que l'arbre ait par flexion ou changement de portage, lorsque le contact (ou la pointe traçante dans la méthode directe) est en a, un déplacement élémentaire ab, qu'il accomplit dans le temps t_1. Le déplacement tangentiel ac est

Fig. 7.



$$d = ab \cos i$$

compté positivement dans le sens du mouvement, et négativement en sens inverse.

Pendant le temps t_1 le contact parcourt un arc

$$d + R\Omega t_1,$$

R rayon du tambour; Ω vitesse angulaire réelle pendant t_1.

Cet arc, si le déplacement d n'existait pas, serait parcouru dans le temps

$$t_2 = \frac{d + R\Omega t_1}{R\Omega} = \frac{d}{R\Omega} + t_1.$$

On a

$$t = t_2 - t_1 = \frac{d}{R\Omega}$$

et

$$e = \frac{d}{R\Omega T} = \frac{d}{R\alpha}\frac{\omega}{\Omega}.$$

En supposant un déplacement de l'arbre de $0^{mm},5$, cette erreur peut atteindre $\frac{1}{125}$, avec les hypothèses déjà faites pour les conditions des expériences de l'*Amiral-Tréhouart*, mais elle croît rapidement quand T diminue, c'est-à-dire à mesure que l'on a affaire à des rotations plus rapides, ou que l'on cherche à resserrer les intervalles.

Elle diminue quand R augmente, ce qui confirme l'intérêt déjà signalé d'avoir un grand tambour.

Elle est indépendante de la durée des déplacements de l'arbre, pourvu qu'il s'agisse de déplacements rapides.

Elle augmente avec d, c'est-à-dire avec l'amplitude des déplacements de l'arbre, perpendiculaires au diamètre où se trouve fixé le balai ou la pointe traçante du diapason. Si l'on avait affaire à une série de déplacements tangentiels élémentaires d, compris dans l'intervalle α, l'erreur relative sur ω serait

$$E = \frac{\omega}{R\alpha}\sum\frac{d}{\Omega},$$

et si ces déplacements étaient successifs et continus

$$E = \frac{\omega}{R\alpha}\int^{\alpha}\frac{d}{\Omega}.$$

Enregistrement des flexions et des déplacements de l'arbre.

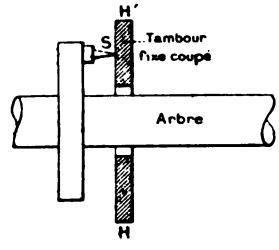
En dehors de l'appréciation des causes d'erreur, que nous venons de signaler, sur le relevé du mouvement de rotation, il peut y avoir intérêt, pour l'étude du mouvement complet de l'arbre et de sa fatigue, à enregistrer les flexions et déplacements en un point donné de sa longueur, d'une manière simultanée avec l'enregistrement du mouvement de rotation.

On pourrait, dans ce but, concevoir un dispositif analogue au suivant :

Au point voulu (*fig.* 8) serait claveté à l'arbre un tambour (généralement

tambour servant à l'enregistrement de la rotation), sur la face latérale duquel seraient fixés deux styles métalliques placés sur un même rayon. Ces styles seraient disposés de manière à ne pouvoir ni fléchir ni vibrer, mais auraient un système à piston leur permettant, en variant de longueur, de presser toujours sur la feuille d'enregistrement.

Fig. 8.



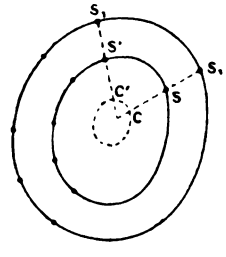
Cette feuille serait fixée à un plateau métallique fixe, perpendiculaire à l'arbre, et l'entourant avec assez de jeu pour ne participer à aucun de ses mouvements. Le plan rayonnant contenant les styles serait réglé de manière à être le même que celui contenant l'arête de rupture du balai.

Ces styles traceraient deux courbes concentriques enregistrant les déplacements transversaux de l'arbre.

En faisant éclater à la pointe des deux styles les mêmes étincelles d'induction, produites par les contacts d'enregistrement de la rotation, on repérera sur ces courbes les diverses positions du plan rayonnant contenant les styles, correspondant à des positions données de l'arbre.

Comme on connaît la distance aux styles du centre de l'arbre C, on en

Fig. 9.



déduira facilement la courbe trajectoire de ce centre C, en fonction des diverses orientations CSS_1 de l'arbre.

La projection de l'arc élémentaire CC' sur la perpendiculaire à la droite CS donne le déplacement élémentaire d, qui peut servir à calculer l'erreur sur la vitesse angulaire due au déplacement de l'arbre.

Pour l'enregistrement de plusieurs tours successifs, on peut concevoir que le plateau d'enregistrement se déplace brusquement d'une petite quantité,

parallèlement à son plan, à la fin de chaque tour. On éviterait ainsi la superposition confuse des tracés.

Enregistrement des torsions de l'arbre pendant la marche.

L'enregistrement des torsions de l'arbre peut s'obtenir en relevant *simultanément* le mouvement de rotation de deux ou plusieurs points de la longueur de l'arbre.

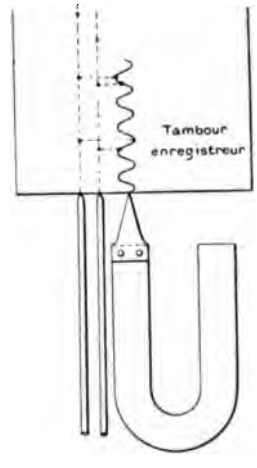
Pour ces relevés, le procédé employé sur l'*Amiral-Tréhouart* paraît être d'une application très convenable.

On pourra disposer aux points voulus de la longueur de l'arbre des tambours portant un même nombre de contacts régulièrement espacés.

L'un d'eux, tambour principal, donnera des étincelles d'induction à la pointe du diapason. Les autres, avec chacun sa bobine d'induction, donneront des étincelles par des pointes placées exactement dans le plan de vibration de la pointe du diapason (*fig.* 10).

Les graphiques ainsi obtenus permettront de déterminer les mouvements simultanés des divers tambours, et de les comparer entre eux.

Fig. 10.



Il faut, bien entendu, qu'en faisant tourner l'arbre au vireur, les balais de ces tambours aient été réglés de manière à quitter simultanément les contacts, c'est-à-dire à donner des étincelles simultanées.

Remarques relatives à l'installation et à la conduite des expériences ayant pour but d'enregistrer les mouvements des arbres des machines marines.

La méthode d'enregistrement direct a pour elle la plus grande simplicité d'installation, et la facilité de détailler davantage les relevés.

Par contre, elle a l'inconvénient d'offrir des difficultés pour la mise en place du papier autour de l'arbre.

De plus, il n'est pas possible de le changer sans arrêter la machine; par suite, on ne peut faire qu'un seul relevé pendant une marche continue.

Dans les machines très encombrées, comme celles de l'*Amiral-Tréhouart* et de beaucoup d'autres bâtiments, la méthode indirecte s'impose.

Enfin, si l'on veut se rendre compte des torsions que subit l'arbre, en enregistrant simultanément les mouvements de plusieurs points de sa longueur, cette dernière méthode paraît offrir plus de facilités que l'emploi de plusieurs diapasons.

Quelle que soit la méthode que l'on emploie, il importe, comme on l'a vu par la discussion des erreurs, de se munir d'un diapason aussi rapide que possible, et, dans tous les cas, dont la vibration double ne dure pas plus de $\frac{1}{500}$ de seconde, si l'on étudie une machine de 80 tours à la minute.

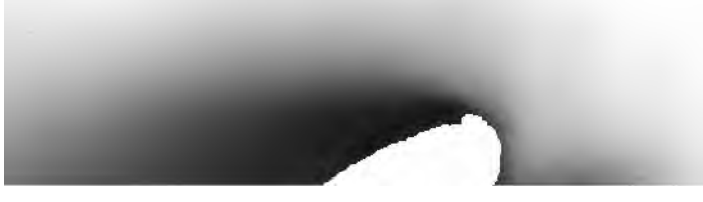
On pourrait, en général, utiliser les tourteaux de l'arbre comme tambours porte-contacts. On recouvrirait leur surface cylindrique d'une peinture isolante; cette peinture serait enlevée et le métal mis à clair où l'on voudrait ménager des contacts.

Le balai doit être maintenu très solidement, pour qu'il ne puisse ni fléchir ni vibrer. Il doit être poussé par un ressort sur la surface du tambour.

Son arête de rupture doit être bien nette et bien parallèle aux génératrices.

Le réglage du courant primaire et de la bobine d'induction doit être tel que l'extra-courant de fermeture ne donne pas d'étincelle dans le secondaire, et que l'extra-courant de rupture seul en donne. Sinon on a sur les graphiques deux étincelles voisines, qui peuvent causer de l'ambiguïté.

La pointe traçante du diapason ne doit pas fléchir dans le sens de la vibration, tout en conservant assez d'élasticité pour ne pas écorcher le papier, ni frotter dessus, surtout si cette feuille de papier n'est pas rigoureusement cylindrique. Ces deux conditions sont difficiles à concilier à cause du mouvement alternatif très rapide dont est animée cette pointe. Ce que nous avons trouvé de mieux a consisté (*fig.* 10) à fixer très solidement, à l'extrémité du diapason, un mince clinquant triangulaire, dont le plan était celui du mouvement vibratoire.



ÉTUDE

SUR

L'IRRÉGULARITÉ DU MOUVEMENT DE ROTATION

DES

MACHINES MARINES,

PAR M. LELONG,
Ingénieur principal de la Marine.

On sait que le moment moteur des machines alternatives, même à plusieurs cylindres, subit pendant un tour des variations appréciables. Il en résulte que, à moins que la résistance ne subisse des variations correspondantes identiques, le mouvement de rotation de l'arbre n'est jamais rigoureusement uniforme.

Les variations de la vitesse instantanée de rotation sont susceptibles d'exercer une influence considérable, et presque toujours défavorable, sur le rendement et la qualité du travail accompli, sur la valeur des forces d'inertie qui se développent dans le système et, par suite, sur les effets de ces forces d'inertie.

Quelle que soit la nature du travail à exécuter il est nécessaire d'imposer un maximum à la variation de vitesse, soit à l'aide d'un volant, soit par l'emploi de plusieurs cylindres associés avec un calage convenable.

Il est donc essentiel, dans l'étude d'une installation mécanique, de pouvoir déterminer *a priori* l'écart maximum de vitesse angulaire de rotation, auquel donneront lieu les dispositions adoptées.

Ce problème est très simple, lorsqu'on se borne à considérer le cas d'une machine attelée à une résistance constante, et dont les pièces mobiles ont une masse négligeable par rapport à celle du volant. La solution en est indiquée dans tous les Traités de Mécanique appliquée. On démontre que la vitesse

instantanée s'obtient avec une grande approximation par le tracé de la courbe intégrale des moments moteurs.

Les conditions élémentaires auxquelles s'applique cette solution sont loin d'être réalisées dans une machine marine actionnant une hélice. Dans ce cas, le problème apparaît au premier abord comme beaucoup plus complexe. D'ailleurs, comme il ne saurait être question d'installer un volant sur ces machines, on ne cherche pas, en général, dans la pratique, à déterminer *a priori* les écarts probables de la vitesse de rotation. On se borne à rendre le moment moteur aussi régulier que possible, en agissant sur la régulation et sur le calage des manivelles. Le seul élément d'appréciation qu'on dégage ainsi est le coefficient d'irrégularité du moment moteur. Il semble, en effet, *a priori,* que la régularité du mouvement de rotation ne dépende guère que de ce coefficient. Mais, en réalité, il n'en est pas ainsi. Ainsi que le montre une analyse plus complète, d'autres facteurs importants interviennent dans la loi du mouvement. En particulier, la torsion élastique de l'arbre exerce, aux grandes allures, une influence considérable, de telle sorte qu'il suffit d'un changement de diamètre de l'arbre, même peu important, pour modifier d'une façon très appréciable les écarts de vitesse.

Il est donc d'un intérêt pratique tout à fait direct de rechercher aussi exactement que possible les lois de variation de la vitesse angulaire de rotation d'une machine marine actionnant une hélice.

C'est cette recherche que nous allons essayer de faire ici.

Nous chercherons d'abord à dégager l'importance relative des principaux éléments de la question. Après avoir écarté ceux qui, compliqués par eux-mêmes, paraissent n'avoir qu'une influence tout à fait secondaire, nous serons en mesure de poser les équations approximatives du mouvement, d'où l'on déduit aisément une solution générale, qui s'accorde avec les résultats de l'expérience, avec une approximation qui paraîtra sans doute suffisante.

Nous déduirons ensuite de cette solution générale des règles et des formules assez simples pour être appliquées dans la pratique courante, et permettant d'apprécier *a priori* la valeur probable de l'écart de vitesse d'une machine dont on connaît le coefficient d'irrégularité de la courbe des moments moteurs, et permettant, par suite, de déterminer en conséquence les éléments dont on dispose, et, en particulier, le diamètre de l'arbre.

La discussion de ces résultats nous permettra de tirer quelques conclusions sur l'influence des écarts de vitesse.

Enfin, nous terminerons en appliquant par généralisation les conclusions précédentes au cas tout à fait semblable d'une machine de servitude, actionnant à la fois des pompes à air et une pompe de circulation.

I. — Détermination de la loi du mouvement de rotation.

Pour déterminer la loi du mouvement de rotation il est nécessaire de connaître :

1° La loi de variation du moment moteur de la machine, en tenant compte des forces d'inertie;

2° La loi de variation de la résistance de l'hélice en fonction de la vitesse de rotation;

3° L'inertie des masses tournantes de la machine, de la ligne d'arbres et de l'hélice;

4° Le module de torsion de l'arbre.

Détermination des moments moteurs. — Le moment moteur total est égal à la somme algébrique des moments moteurs dus aux efforts statiques exercés par la vapeur, au poids des pièces, aux résistances passives et aux forces d'inertie.

La détermination du moment dû aux efforts exercés par la vapeur et au poids des pièces se fait d'après les données de la machine et les diagrammes d'indicateurs, à l'aide de méthodes bien connues, sur lesquelles nous n'avons rien de particulier à ajouter.

Les résistances passives proviennent de la conduite des tiroirs, des frottements, des chocs et des vibrations. On néglige, en général, le moment dû à la conduite des mouvements de tiroir. Ce moment, dû à l'action combinée du poids des pièces, des frottements et des forces d'inertie, a toujours une valeur peu élevée, en raison de la faible valeur de la course des tiroirs. On pourrait, d'ailleurs, par des considérations analogues à celles qui seront développées plus loin à propos des forces d'inertie, remarquer que, si les mouvements de tiroirs étaient identiques pour tous les cylindres, et si les calages étaient symétriques, le moment dû à la conduite des tiroirs serait constant. Nous négligerons donc les variations de ce moment, qui ne sont dues qu'aux différences entre les poids et les dispositions des différents tiroirs.

Le moment résistant total dû aux frottements (autres que ceux des mouvements de tiroirs) peut être représenté par une expression de la forme

$$a + bM,$$

a et b étant des constantes, M étant le moment moteur.

Dans une machine bien établie, le coefficient b est au plus égal à 0,1. Par suite, les variations du moment de frottement seront, au plus, égales au dixième des variations du moment moteur. On peut les négliger avec d'autant moins d'inconvénient qu'elles ont pour effet de diminuer l'amplitude des variations du moment moteur.

Les chocs, lorsqu'ils sont très violents, donnent lieu sur la courbe des moments moteurs à des crochets, dont nous apprécierons plus loin l'importance; mais sur une machine bien établie, les chocs très légers dus aux changements de portage exercent une influence absolument négligeable.

Quant à la perte due aux vibrations, elle est assez difficile à apprécier exactement. Nous admettrons qu'on commet une erreur négligeable en la supposant constante pendant un tour.

Dans ces conditions, le moment total dû aux résistances passives peut être considéré comme constant pendant un tour, et égal à

$$M_p = M'_m - M_m = (1 - \gamma) M'_m,$$

M'_m, moment moteur moyen correspondant à la puissance indiquée;
M_m, moment résistant moyen de l'hélice;
γ, rendement organique de la machine.

Le moment moteur dû aux forces d'inertie ne peut être calculé exactement, que si l'on connaît *a priori* la loi de variation de la vitesse angulaire, c'est-à-dire si l'on suppose résolu le problème que nous cherchons.

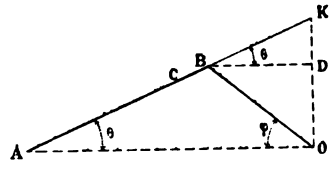
Dans la pratique, on se contente généralement de supposer le mouvement uniforme. On est conduit ainsi à ne considérer que la composante radiale $\omega^2 r$ de l'accélération.

Examinons d'abord l'importance de l'erreur que l'on commet en supposant ω constant et égal à sa valeur moyenne ε.

Nous examinerons ensuite l'influence de l'accélération tangentielle $r\frac{d\omega}{dt}$.

Dans une note parue dans le *Bulletin* de l'année dernière [1], nous avons montré que, pour chaque attelage, le moment moteur dû à la force d'inertie radiale peut s'obtenir avec une approximation suffisante, en appliquant au pied de bielle A (*fig.* 1) la somme des masses des pièces soumises au mou-

Fig. 1.



vement alternatif, et en y ajoutant le tiers de la masse de la bielle; la masse restante de la bielle étant appliquée en un point C situé sur l'axe de la bielle, à une distance du centre de gravité G telle que

$$CG \times GA = K^2 \qquad (K \text{ rayon de giration}).$$

---

[1] Voir *Bulletin de l'Association technique maritime*, 1901, p. 121.

Nous avons vu d'autre part que, dans le cas où le mouvement de rotation est uniforme, on peut, pour la détermination du moment moteur, négliger l'effet de la masse concentrée au point C. Nous n'avons donc à nous occuper que des masses concentrées en A.

L'accélération du point A a pour valeur

$$\gamma_c = \omega^2 r \left[\cos\varphi + \frac{1}{m}\cos 2\varphi\right],$$

φ angle de la manivelle à partir du point mort BV, $m = \frac{AB}{OB}$ rapport de la longueur de la bielle au rayon de la manivelle.

Soit P le poids total concentré au point A; on sait que le moment moteur dû à la force d'inertie correspondante a pour expression

$$-\frac{P}{g}\omega^2 r\left(\cos\varphi + \frac{1}{m}\cos 2\varphi\right) \times OK,$$

K étant le point de rencontre de la bielle avec le rayon perpendiculaire à l'axe.

Or

$$OK = OD + DK = r[\sin\varphi + \cos\varphi \operatorname{tang}\theta],$$

$$AB \sin\theta = r\sin\varphi,$$

$$\operatorname{tang}\theta = \frac{1}{m}\frac{\sin\varphi}{\sqrt{1 - \frac{1}{m^2}\sin^2\varphi}} = \frac{1}{m}\sin\varphi\left[1 - \frac{\sin\varphi}{2m} + \ldots\right],$$

ou en négligeant les termes en $\frac{1}{m^2}$

$$\operatorname{tang}\theta = \frac{\sin\varphi}{m},$$

$$OK = r\left[\sin\varphi + \frac{1}{2m}\sin 2\varphi\right].$$

L'expression du moment moteur devient ainsi

$$-\omega^2 r^2 \frac{P}{g}\left(\cos\varphi + \frac{1}{m}\cos 2\varphi\right)\left(\sin\varphi + \frac{1}{m}\sin 2\varphi\right)$$
$$= -\omega^2 r^2 \frac{P}{g}\left[-\frac{1}{4m}\sin\varphi + \frac{1}{2}\sin 2\varphi + \frac{3}{4m}\sin 3\varphi\right].$$

Or, si tous les poids d'attelages tels que P sont les mêmes pour tous les cylindres, le moment moteur total pourra se mettre sous la forme

$$-\omega^2 r^2 \frac{P}{g}\left[-\frac{1}{4m}\sum\sin\varphi + \frac{1}{2}\sum\sin 2\varphi + \frac{3}{4m}\sum\sin 3\varphi\right];$$

si le calage est symétrique, on a, en vertu d'un théorème connu de trigono-

métrie,

$$\sum \sin \varphi = 0, \qquad \sum \sin 2\varphi = 0, \qquad \sum \sin 3\varphi = 0.$$

Le moment moteur est constamment nul.

Cette condition est sensiblement réalisée pour les machines de torpilleurs, et pour celles d'un certain nombre de grands bâtiments.

Dans tous les cas, le moment moteur dû aux forces d'inertie radiales ne garde que la valeur résultant des différences de poids des attelages, et des défauts de symétrie des calages. Cette valeur reste toujours assez faible, et, si elle n'est pas négligeable par elle-même, les écarts qu'elle subit par suite de la variation de ω sont pratiquement négligeables.

Supposons, en effet, que ω s'accroisse de $\frac{1}{10}$, ce qui, comme nous le verrons plus loin, est pratiquement une limite extrême, la valeur de ω^2, et, par suite, du moment moteur correspondant, s'accroîtrait de $\frac{1}{5}$. Cette valeur est assez faible, par rapport aux variations du moment moteur dû aux efforts statiques, pour qu'il soit inutile d'en tenir compte.

Examinons maintenant l'influence de la force d'inertie tangentielle $r\frac{d\omega}{dt}$.

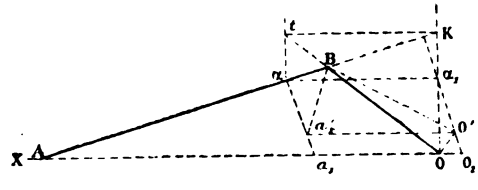
Dans ce cas, l'influence de la masse concentrée au point C n'est plus négligeable; on pourrait en calculer la valeur exacte, mais pratiquement le point C est assez rapproché du point B pour qu'on puisse se contenter d'admettre la coïncidence de ces deux points. La masse concentrée en C agit comme les masses tournantes, dont nous étudierons plus loin les effets.

En ce qui concerne le point A, nous avons indiqué dans la note déjà citée la construction de l'accélération totale de ce point, dans le cas où l'accélération tangentielle $r\frac{d\omega}{dt}$ est connue.

Par le centre O (*fig.* 2) on porte une perpendiculaire OO′ au rayon OB, telle que

$$OO' = \frac{r}{\omega^2}\frac{d\omega}{dt}.$$

Fig. 2.



D'autre part, on mène les lignes Kt, parallèle à OA, $t\alpha$ parallèle à OK, $\alpha\alpha_1$ parallèle à OA; O′α_1 perpendiculaire à AB.

L'accélération totale du point A est égale à $\omega^2 \times \alpha\alpha_1$. Si le mouvement de

rotation eût été uniforme, l'accélération du point A eût été $\omega^2 \times Oa_1$; a_1 étant le point de rencontre de OA avec la perpendiculaire αa_1 menée sur AB.

Prolongeons $\alpha_1 O'$ jusqu'à OA en O_1.

On a

$$\alpha x_1 = a_1 O_1.$$

L'accroissement γ_t de l'accélération du point A, dû à la composante tangentielle, est donc égal à OO_1. Or on a

$$OO_1 = OO' \sin\varphi + OO' \cos\varphi \operatorname{tang}\theta = \frac{r}{\omega^2}\frac{d\omega}{dt}\left[\sin\varphi + \frac{1}{2m}\sin 2\varphi\right]$$

en négligeant les termes $\frac{1}{m^2}$

$$\gamma_t = r\frac{d\omega}{dt}\left[\sin\varphi + \frac{1}{2m}\sin 2\varphi\right].$$

On a pour le moment moteur correspondant

$$-\frac{P}{g}r^2\frac{d\omega}{dt}\left[\sin\varphi + \frac{1}{2m}\sin 2\varphi\right]^2 = \frac{P}{g}r^2\frac{d\omega}{dt}\left[\frac{1}{2} + \frac{1}{8m}\cos\varphi - \frac{\cos 2\varphi}{2} - \frac{\cos 3\varphi}{8m}\right].$$

En faisant la somme pour tous les attelages, on a

$$-\frac{1}{2}r^2\frac{d\omega}{dt}\sum\frac{P}{g} + \frac{r^2 d\omega}{\omega\, dt}\left[\frac{1}{8m}\sum\frac{P}{g}\cos\varphi - \frac{1}{2}\sum\frac{P}{g}\cos 2\varphi - \frac{1}{8m}\sum\frac{P}{g}\cos 3\varphi\right].$$

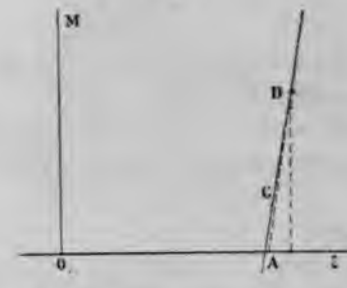
Si les poids des attelages sont égaux et les calages symétriques, la parenthèse est nulle. *Dans ces conditions, les pièces alternatives agissent comme un volant de poids* $\frac{\Sigma P}{2}$, *dont la masse serait concentrée sur l'axe de la manivelle.* Cette conclusion importante permet d'apprécier d'une façon simple l'effet de l'accélération tangentielle sur les pièces alternatives.

Pour les machines dont les calages ne sont pas symétriques, et dont les attelages n'ont pas le même poids, la parenthèse garde une valeur relativement faible. On peut la négliger dans une première approximation et, d'après les résultats obtenus, en calculer la valeur par un calcul plus approché. Mais nous verrons plus loin que cette correction offre peu d'intérêt.

Résistance de l'hélice. — On sait que le moment résistant moyen d'une hélice poussant un bâtiment est sensiblement proportionnel au carré de la vitesse de rotation. Mais cette loi ne s'applique qu'au cas où la poussée fait exactement équilibre à la résistance de la carène. Elle ne saurait donc être admise, pour apprécier la variation du moment résistant résultant des variations de la vitesse instantanée pendant un tour. Car la masse du bâtiment est assez grande pour que sa vitesse et, par suite, la résistance de la carène pendant cet intervalle puissent être considérées comme rigoureusement constantes.

Le moment résistant de l'hélice suit alors une loi toute différente, mais qu'on peut représenter sous une forme simple avec une approximation suffisante.

Fig. 3.



En effet, portons en abscisse la vitesse angulaire moyenne de rotation ε, et en ordonnée le moment résistant moyen de l'hélice correspondant.

Soient :

H, le pas de l'hélice;
ρ, le recul;
a, l'avance par tour.

Si la vitesse du bâtiment reste constante, l'avance par tour d'hélice sera inversement proportionnelle à sa vitesse instantanée. Elle aura donc pour valeur à chaque instant

$$a \times \frac{\varepsilon}{\omega}.$$

Si ω est tel que

$$a \times \frac{\varepsilon}{\omega} = \mathrm{H},$$

la poussée devient nulle. Le moment résistant ne conserve que la valeur due aux frottements et aux remous. Il est réduit à peu près au dixième de sa valeur primitive. Soit C le point de la courbe correspondant. La valeur correspondante de ω est

$$\omega = \frac{a \times \varepsilon}{\mathrm{H}} = (1 - \rho)\varepsilon = 0{,}9\varepsilon \text{ environ.}$$

La résistance de l'hélice diminue donc très rapidement avec la vitesse, suivant une courbe qu'on peut, sans grande erreur, assimiler à une droite.

Froude a mesuré expérimentalement la variation du moment résistant d'une hélice remorquée à une vitesse constante, et tournant à un nombre de tours variable; ce qui correspond exactement au cas que nous considérons. Le résultat est représenté sur la figure 4. Cette courbe diffère très peu de la droite de la figure 3. Pour tenir compte de la concavité de la courbe, nous l'assimilerons à la droite AB; le point A correspondant à une avance par

tour égale au pas. Dans ces conditions, le moment résistant de l'hélice peut s'exprimer par l'équation simple

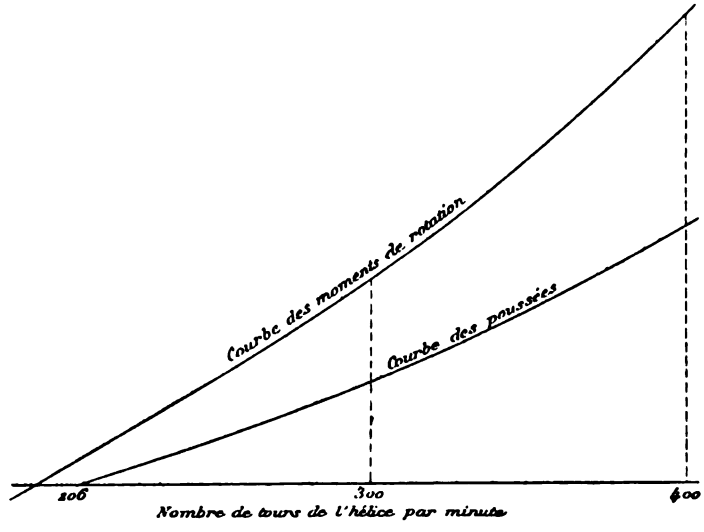
$$M = \frac{\gamma M'_m}{\varepsilon\rho}[\omega - (1-\rho)\varepsilon] = B[\omega - (1-\rho)\varepsilon],$$

en posant

$$B = \gamma\frac{M'_m}{\varepsilon\rho}.$$

En réalité, la valeur du coefficient B peut être modifiée par certaines circonstances particulières, telles que l'influence de l'eau entraînée par la

Fig. 4.



carène, qui change la valeur du recul; mais il ne semble pas que, en aucun cas, ces modifications soient suffisantes, pour qu'on commette une erreur sensible en représentant par une droite le moment résistant. Enfin, nous ferons observer incidemment que, d'après les remarques précédentes, d'accord avec les expériences de Froude, la poussée de l'hélice peut être considérée comme proportionnelle à $\omega - (1-\rho)\varepsilon$.

Inertie des masses mobiles. — Les masses dont l'inertie entre en jeu sont :

1° L'hélice, dont le moment d'inertie se détermine par les méthodes usuelles. Soit I ce moment d'inertie.

2° Les masses mobiles de la machine comprenant :

a. Les deux tiers de la masse de la bielle, plus la moitié de la masse des pièces alternatives, y compris le tiers de la bielle. Soit $\frac{P}{g}$ la masse totale ainsi obtenue. Le moment d'inertie correspondant est $\frac{Pr^2}{g}$.

b. Le moment d'inertie i_a de l'arbre à manivelle, des manivelles et des contrepoids.

Nous considérerons en bloc le moment d'inertie total $i = \frac{P}{g} r^2 + i_a$ des pièces de la machine, bien que ces pièces soient susceptibles de légers déplacements relatifs, par suite des flexions et torsions.

3° Les masses constituant la ligne d'arbre, y compris les tourteaux d'assemblage. Le moment d'inertie de ces masses est pratiquement très faible par rapport aux précédents. En principe, il conviendrait de considérer ces masses isolément, en raison des déformations relatives qu'elles subissent du fait de la torsion de l'arbre; mais la question deviendrait ainsi très compliquée. Ces masses ayant d'ailleurs un moment d'inertie très faible par rapport aux précédentes, on commet une erreur négligeable en les considérant en bloc, et en affectant leur moment d'inertie par moitié aux masses I et i, ou même, plus simplement, en n'en tenant pas compte.

Module de torsion de l'arbre. — Considérons deux sections de l'arbre faites l'une par le travers de l'hélice, l'autre à la sortie de la machine. Prenons deux repères qui, au repos, soient situés sur une même génératrice dans les deux sections.

Soient θ_1 et θ'_1 les angles décrits par les repères à partir d'une position initiale de la génératrice; le moment de torsion de l'arbre sera égal à

$$K(\theta'_1 - \theta_1)$$

avec $K = \frac{GJ}{L}$ module de torsion de l'arbre;

G, module de glissement égal à environ 8000×10^6 pour l'acier, en prenant comme unité de longueur le mètre, et comme unité de force le kilogramme;

$J = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}$, moment d'inertie polaire de la section droite de l'arbre;

D, d, diamètres extérieur et intérieur de l'arbre;

L, longueur de l'arbre entre les deux sections.

Nous possédons maintenant tous les éléments nécessaires pour écrire les équations d'équilibre du système.

Écrivons l'équation d'équilibre des forces extérieures et des forces d'inertie, d'une part dans la section passant par l'hélice et, d'autre part, dans la section faite à la sortie de la machine; nous obtenons ainsi les deux équations

$$I\frac{d^2\theta_1}{dt^2} - K(\theta'_1 - \theta_1) + B\left[\frac{d\theta_1}{dt} - (1-\rho)\varepsilon\right] = 0,$$

$$i\frac{d^2\theta'_1}{dt^2} + K(\theta'_1 - \theta_1) = M'_m + \Delta M';$$

$M'_m + \Delta M'$ étant le moment moteur à chaque instant.

Posons

$$\theta_1 = \theta + \frac{(1-\rho)\varepsilon + M'_m}{B} \times t,$$

$$\theta'_1 = \theta' + \frac{(1-\rho)\varepsilon + M'_m}{B} \times t + \frac{M'_m}{K},$$

$$a = \frac{K}{I}, \qquad c = \frac{K}{i}, \qquad \frac{B}{I} = b,$$

ces équations deviennent

$$(1) \qquad \begin{cases} \dfrac{d^2\theta}{dt^2} - a(\theta' - \theta) + b\dfrac{d\theta}{dt} = 0, \\[2ex] \dfrac{d^2\theta'}{dt^2} + c(\theta' - \theta) = \dfrac{\Delta M'}{i}. \end{cases}$$

On obtient ainsi un système de deux équations différentielles linéaires à coefficients constants, qu'il est facile d'intégrer, en remarquant que $\Delta M'$ est une fonction périodique de période $T = \frac{2\pi}{\varepsilon}$, et en développant sa valeur suivant la série de Fourier

$$\begin{aligned} \Delta M' = \; & A'_1 \sin \varepsilon t + A'_2 \cos 2\varepsilon t + A'_3 \cos 3\varepsilon t + \ldots \\ & + B'_1 \sin \varepsilon t + B'_2 \sin 2\varepsilon t + B'_3 \sin 3\varepsilon t + \ldots. \end{aligned}$$

La courbe des valeurs de $\Delta M'$ est connue, en général, par son tracé en fonction des angles des manivelles. Si le mouvement de rotation était rigoureusement uniforme, les abscisses seraient proportionnelles au temps. Cette proportionnalité cesse théoriquement d'exister dès que le mouvement de rotation n'est plus uniforme, mais nous verrons plus loin qu'avec les écarts de vitesse qu'on rencontre dans la pratique, on commet une erreur absolument négligeable en admettant cette proportionnalité.

La courbe des moments moteurs peut donc être considérée comme tracée en fonction du temps. Dès lors le développement suivant la série de Fourier peut se faire sans difficulté [1].

L'intégrale générale des équations (1) est de la forme

$$\begin{aligned} \theta = C + De^{-mt}\cos(\lambda t - \varphi) + \alpha_1 \cos \varepsilon t + \alpha_2 \cos 2\varepsilon t + \ldots \\ + \beta_1 \sin \varepsilon t + \beta_2 \sin 2\varepsilon t + \ldots, \\ \theta' = C' + D'e^{-mt}\cos(\lambda t - \varphi) + \alpha'_1 \cos \varepsilon t + \alpha'_2 \cos 2\varepsilon t + \ldots \\ + \beta'_1 \sin \varepsilon t + \beta'_2 \sin 2\varepsilon t + \ldots. \end{aligned}$$

---

[1] Le développement d'une fonction suivant la série de Fourier paraît *a priori* une opération complexe. En réalité, elle peut se faire très simplement et très rapidement par l'ingénieuse méthode d'Hermann, dont M. G. Weiss a donné la description dans la *Revue des Sciences pures et appliquées*, année 1898, p. 669. On peut ainsi obtenir les dix-huit premiers harmoniques. Le travail ne prend que quelques heures et n'exige aucune connaissance scientifique. Comme on n'a pas besoin d'un nombre d'ordonnées aussi considérable, on peut encore simplifier la méthode d'Hermann, en diminuant le nombre des ordonnées. L'opération exige alors un temps très court. Enfin on peut obtenir mécaniquement ce développement par la machine de Henrici.

Les constantes C et C′ dépendent des positions des repères, et de l'angle de torsion moyen de l'arbre.

Les termes suivants :

$$De^{-mt}\cos(\lambda t - \varphi),$$
$$D'e^{-mt}\cos(\lambda t - \varphi)$$

sont des sinusoïdes, dont l'amplitude diminue très rapidement avec le temps. Ces termes n'apparaissent qu'aux changements de régime; ils s'évanouissent très vite dans le régime permanent. Nous apprécierons plus loin leur influence. Pour le moment nous les négligerons. Restent les termes α_1, α'_1, ..., β_1, β'_1, ..., dont la valeur s'obtient immédiatement par identification.

Posons

$$\frac{A'_1}{i} = A_1, \qquad \frac{B'_1}{i} = B_1, \qquad \ldots, \qquad \frac{A'_n}{i} = A_n, \qquad \frac{B'_n}{i} = B_n.$$

On trouve, pour l'expression générale des termes α_n, α'_n, β_n, β'_n,

$$\alpha_n = \frac{1}{n\varepsilon}\,\frac{an\varepsilon[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]A_n - ab(c - n^2\varepsilon^2)B_n}{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]^2 n^2\varepsilon^2 + b^2(c - n^2\varepsilon^2)^2},$$

$$\beta_n = \frac{1}{n\varepsilon}\,\frac{ab(c - n^2\varepsilon^2)A_n + an\varepsilon[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]B_n}{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]^2 n^2\varepsilon^2 + b^2(c - n^2\varepsilon^2)^2},$$

$$\alpha'_n = \frac{1}{n\varepsilon}\,\frac{n\varepsilon\{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)](a - n^2\varepsilon^2) + b^2(c - n^2\varepsilon^2)\}A_n - abcB_n}{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]^2 n^2\varepsilon^2 + b^2(c - n^2\varepsilon^2)^2},$$

$$\beta'_n = \frac{1}{n\varepsilon}\,\frac{abcA_n + n\varepsilon\{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)](a - n^2\varepsilon^2) + b^2(c + n^2\varepsilon^2)\}B_n}{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]^2 n^2\varepsilon^2 + b^2(c - n^2\varepsilon^2)^2}.$$

En prenant les dérivées, on obtient, pour les vitesses,

$$(2)\quad \begin{cases} \dfrac{d\theta}{dt} = \displaystyle\sum \frac{ab(c - n^2\varepsilon^2)A_n + an\varepsilon[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]B_n}{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]^2 n^2\varepsilon^2 + b^2(c - n^2\varepsilon^2)^2}\cos n\varepsilon t \\ \qquad\qquad \displaystyle\sum \frac{an\varepsilon[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]A_n - ab(c - n^2\varepsilon^2)B_n}{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]^2 n^2\varepsilon^2 + b^2(c - n^2\varepsilon^2)^2}\sin n\varepsilon t. \\ \dfrac{d\theta}{dt} = \displaystyle\sum \frac{abcA_n + n\varepsilon\{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)](a - n^2\varepsilon^2) - b^2(c - n^2\varepsilon^2)\}B_n}{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]^2 n^2\varepsilon^2 + b^2(c - n^2\varepsilon^2)^2}\cos n\varepsilon t \\ \qquad\qquad \displaystyle\sum \frac{n\varepsilon\{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)](a - n^2\varepsilon^2) + b^2(c - n^2\varepsilon^2)\}A_n - abcB_n}{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]^2 n^2\varepsilon^2 + b^2(c - n^2\varepsilon^2)^2}\sin n\varepsilon t. \end{cases}$$

La vitesse angulaire de rotation est ainsi exprimée sous la forme d'une série de Fourier, dont chaque terme est une fonction des constantes de la machine, et des coefficients A_n et B_n des termes correspondants du développement de $\frac{\Delta M}{i}$.

Chaque terme est ainsi lié au terme correspondant de la courbe des moments moteurs; mais les coefficients multiplicateurs de A_n et de B_n sont loin d'être constants. Nous verrons un peu plus loin qu'ils tendent à donner une

importance de plus en plus grande aux termes d'ordre de plus en plus élevé, jusqu'à une certaine limite cependant, au delà de laquelle ils décroissent.

Il en résulte cette conséquence importante que ce ne sont pas les premiers termes de la courbe des moments moteurs qui exercent toujours la plus grande influence, et qu'il suffit, pour modifier la loi des vitesses, d'une perturbation très légère apportée à la courbe du moment moteur, telle que celle qui résulte d'une fuite accidentelle, ou d'un petit dérangement dans la régulation.

D'autre part, nous avons, pour établir les formules (2), fait quelques hypothèses restrictives, dont il importe *a posteriori* de contrôler l'importance. C'est ainsi que nous avons négligé l'influence des mouvements de tiroirs, des variations de la vitesse angulaire pour la mesure des forces d'inertie normales, et l'influence du terme $\frac{d\omega}{dt}$ correspondant à la différence de poids des pièces alternatives des trois attelages.

On peut, d'après les formules (2), calculer la valeur approximative de ces termes, et la modification qu'ils apportent à la courbe des moments moteurs, et reprendre ensuite la détermination des vitesses.

Ce calcul ne donne lieu à aucune difficulté; mais il est assez pénible. En l'appliquant à un cas particulier peu favorable, nous avons trouvé que la correction donne un chiffre assez faible et comparable aux écarts que les variations courantes des diagrammes donnent à la courbe des moments moteurs. Il n'y a donc pas lieu d'insister sur ce point.

Les formules (2) ne donnent d'ailleurs l'expression de la vitesse qu'en supposant le régime permanent établi depuis plusieurs tours. Or le régime d'une machine n'est jamais absolument permanent. La moindre variation de la pression aux chaudières suffit à changer le moment moteur; le passage des lames et le tangage changent également le moment résistant. Or ces perturbations se produisent d'une façon quelconque. Elles ont donc pour effet d'introduire, dans la courbe des vitesses, des termes en exponentielles qu'il est impossible de chiffrer.

Bref les formules (2) ne fournissent qu'une première approximation. Elles peuvent être modifiées d'une part par l'incertitude qui règne sur les termes d'ordre élevé de la courbe des moments moteurs, termes qui varient sous les moindres influences; d'autre part par les variations des moments moteurs et résistants. Toutes ces perturbations étant arbitraires, il serait illusoire de demander à la théorie une approximation beaucoup plus grande.

Nous nous bornerons donc aux formules (2), en faisant observer :

1° Que, à défaut d'une exactitude absolue, elles constituent une base de comparaison, pour apprécier avec le concours de l'expérience l'importance pratique des effets perturbateurs, et prévoir la majoration qui doit être escomptée à ce point de vue; de même qu'en résistance des matériaux on détermine aussi exactement que possible la fatigue qu'une pièce est destinée

à supporter sous l'effet de forces connues auxquelles elle est soumise, et qu'on prévoit un coefficient de sécurité pour tenir compte des efforts accidentels;

2° Qu'elles suffisent à montrer, ainsi que nous le verrons avec plus de détails un peu plus loin, quelles sont les conditions à remplir pour rendre la vitesse angulaire d'une machine aussi uniforme que possible.

Comparaison avec les résultats de l'expérience. — Les remarques précédentes montrent que la comparaison à établir entre les chiffres des formules et les résultats de l'expérience est assez délicate. Il est nécessaire en particulier, pour établir cette comparaison, de posséder les diagrammes d'indicateur relevés exactement au moment du relevé de la vitesse.

D'ailleurs les mesures expérimentales effectuées en France jusqu'ici sont très peu nombreuses. Les seules dont nous ayons connaissance ont été effectuées à bord du *Jauréguiberry* par M. Moritz, et à bord du *Tréhouart* par M. Castelnau. Ces dernières expériences sont décrites dans le présent *Bulletin.*

Dans les deux cas, la vitesse de rotation n'a été relevée que dans le voisinage de la machine.

Des expériences très importantes ont été effectuées en Allemagne [1] dans ces dernières années. Mais les renseignements que nous possédons sur les machines sont insuffisants pour permettre un rapprochement entre la théorie ci-dessus et les résultats mentionnés.

La figure 5 représente une courbe A obtenue sur la machine bâbord du *Jauréguiberry*. Elle a été obtenue dans le compartiment de la machine, entre le cylindre arrière et le palier de butée. Elle donne donc la loi de variation de la vitesse $\frac{d\theta'}{dt}$ correspondant à la machine.

Cette courbe présente un aspect extrêmement sinueux. Il est malheureusement difficile de faire la part exacte des erreurs de mesure dans ces irrégularités. Néanmoins elles se présentent d'une façon assez systématique, pour qu'on doive admettre que le mouvement vibratoire renferme réellement des harmoniques d'ordre élevé avec une amplitude sensible. Ceci serait tout à fait conforme à la théorie qui précède, en admettant que la courbe des moments moteurs contienne ces harmoniques.

Or, en analysant la courbe des moments moteurs, on constate qu'elle contient effectivement des harmoniques d'ordre très élevé; mais ces harmoniques se modifient sous des influences si faibles, qu'on ne peut avoir aucune confiance dans l'exactitude des chiffres que l'on obtient ainsi.

D'autre part, les coefficients multiplicateurs de A_n et B_n dans les formules (2) décroissent rapidement à partir de A_7 et B_7. Les harmoniques d'ordre supérieur à 6 doivent être donc dus à d'autres causes, par exemple

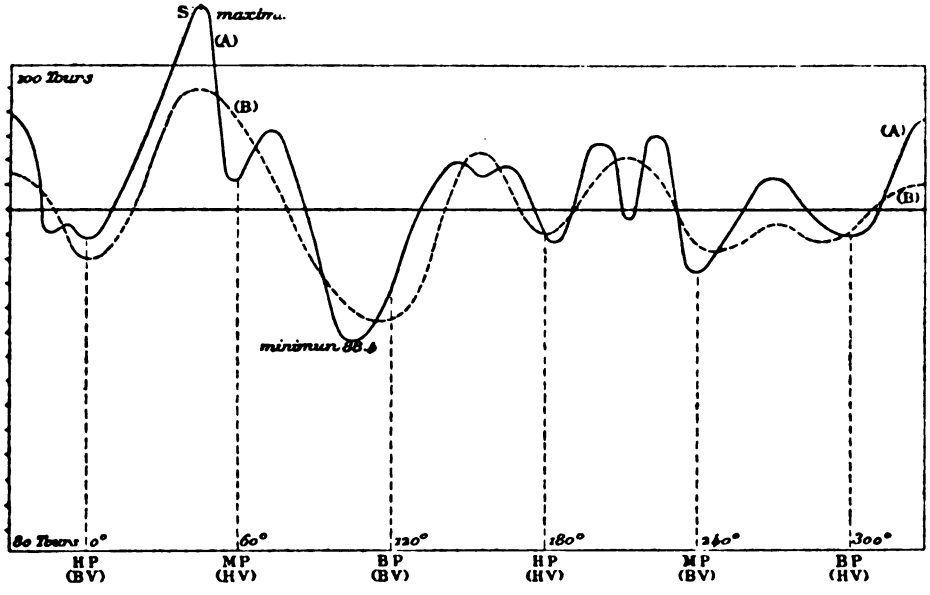
---

[1] Voir *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*, 1900.

aux harmoniques naturels du mouvement vibratoire de torsion de l'arbre, ou aux déformations vibratoires de torsion de l'arbre coudé, ou enfin à un mouvement vibratoire de flexion de l'arbre, que l'appareil aurait enregistré comme une torsion.

Fig. 5.

Jauréguiberry. — Machine bâbord.



(A) ——— Vitesse relevée à la machine..... $\delta' = \frac{\omega'_1 - \omega'_2}{\varepsilon} = 0,138$

(B) -------- { Vitesse relevée à la machine analysée au sixième harmonique inclus..... } $\delta' = \frac{\omega'_1 - \omega'_2}{\varepsilon} = 0,100$

Enfin, il faut compter avec les irrégularités causées par les variations accidentelles des moments moteur et résistant.

Pour apprécier l'influence des harmoniques d'ordre élevé, il suffit d'analyser la courbe des vitesses. En développant cette courbe en série de Fourier jusqu'aux termes en $\sin 6\varepsilon t$ et $\cos 6\varepsilon t$, on obtient la courbe B (*fig.* 5), qui diffère déjà de la précédente.

Si donc les sinuosités nombreuses de la courbe du *Jauréguiberry* ne sont pas dues à des erreurs de mesure, il en résulterait que les harmoniques d'ordre supérieur au sixième jouent un rôle très appréciable. En particulier ces harmoniques relèveraient assez notablement le point *s* correspondant à la vitesse maxima. La faible largeur de la sinusoïde du point *s* montre d'ailleurs que, si elle correspond à une valeur exacte, elle est due à un harmonique d'ordre très élevé.

En réalité, il serait téméraire de tirer trop de conclusions d'une seule

expérience; ce n'est qu'en multipliant les mesures, qu'on pourra apprécier exactement ces particularités délicates.

Pour établir les comparaisons entre la théorie et l'expérience, la courbe des moments moteurs que nous possédons a été établie d'après les diagrammes relevés sur la même machine, mais à un instant différent du relevé des courbes de vitesse.

Le nombre de tours est un peu différent (96,4 au lieu de 94), ce qui laisse à supposer que les diagrammes peuvent également différer d'une façon appréciable.

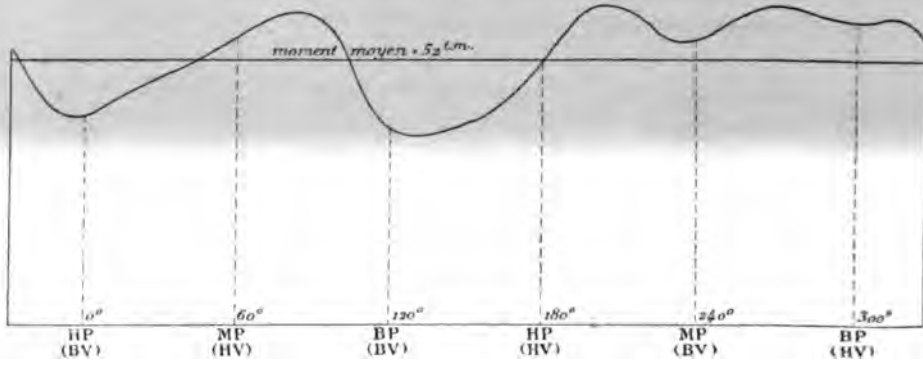
La figure 6 représente cette courbe. Le développement en série de Fourier est

$$\frac{\Delta M'}{t} = 5,1\cos\varepsilon t - 10\cos 2\varepsilon t + 9,2\cos 3\varepsilon t - 3,2\cos 4\varepsilon t + 1,17\cos 5\varepsilon t + 3,4\cos 6\varepsilon t$$
$$- 7\sin\varepsilon t - 8\sin 2\varepsilon t - 7\sin 3\varepsilon t + 0,08\sin 4\varepsilon t - \sin 5\varepsilon t - 0,16\sin 6\varepsilon t.$$

Fig. 6.

Jauréguiberry. — Machine bâbord.

Courbe des moments moteurs.
Échelle des ordonnées $0^{mm},66$ par tonneau-mètre.



Nombre de tours.....	$96^{t},4$
Puissance en chevaux.....	7000^{ch}
Introduction au cylindre HP.....	0,62
Coefficient d'irrégularité	$\frac{M_{max.} - M_{min.}}{M_{moyen}} = 0,475$

La courbe des vitesses $\frac{d\theta'}{dt}$ déduite des formules (2) a été calculée jusqu'aux termes en $\sin 6\varepsilon t$ et $\cos 6\varepsilon t$ inclus. Cette courbe est représentée sur la figure 7.

La courbe à laquelle il convient de la comparer est non pas la courbe réelle relevée, qui tient compte des perturbations que nous n'avons pu analyser, mais cette courbe réduite à ses six premiers harmoniques. La figure 7 permet d'établir la comparaison.

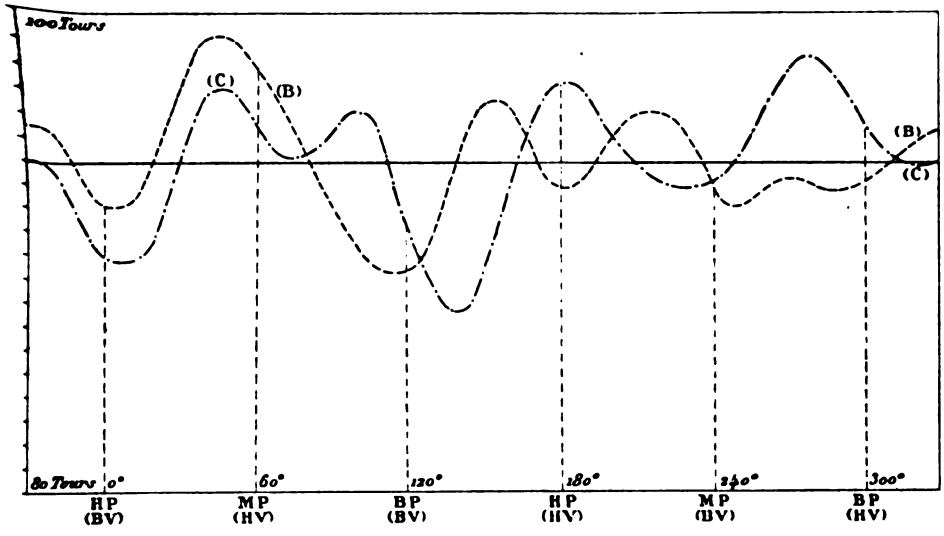
Les courbes sont évidemment loin de se superposer; mais elles présentent

même allure générale. Les écarts maxima sont sensiblement les mêmes. l'on tient compte des éléments que nous avons dû négliger, et de l'incertitude qui règne sur la valeur exacte de la courbe des moments moteurs, il ous semble que l'approximation peut être considérée comme assez grande.

En ce qui concerne le *Tréhouart,* nous ne possédons que la courbe des noments moteurs établie pour un nombre de tours plus faible que ceux auxquels ont été effectués les relevés (76 au lieu de 78 à 83), et avec une introduction moindre dans chaque cylindre (0,50 au lieu de 0,60).

Fig. 7.

Jauréguiberry. — Machine bâbord.



(B) -------- { Vitesse relevée à la machine analysée au sixième harmonique inclus..... } $\delta' = \frac{\omega'_1 - \omega_2}{\varepsilon} = 0,100$

(C) ———— Vitesse théorique à la machine..... $\delta' = \frac{\omega'_1 - \omega'_2}{\varepsilon} = 0,107$

Cependant, la courbe théorique correspondant à 76 tours cadre assez bien avec la courbe relevée à 78 tours, ainsi que le montre la figure 8.

La figure 9 représente la courbe des moments moteurs du *Tréhouart.* Le développement en série est

$$\frac{\Delta M'}{i} = 2,25 \cos x - 53 \cos 2x - 0,65 \cos 3x - 0,75 \cos 4x + 1,94 \cos 5x + 1,2 \cos 6x$$
$$+ 0,56 \sin x + 17 \sin 2x + 0,34 \sin 3x + 0,69 \sin 4x + 2,6 \sin 6x.$$

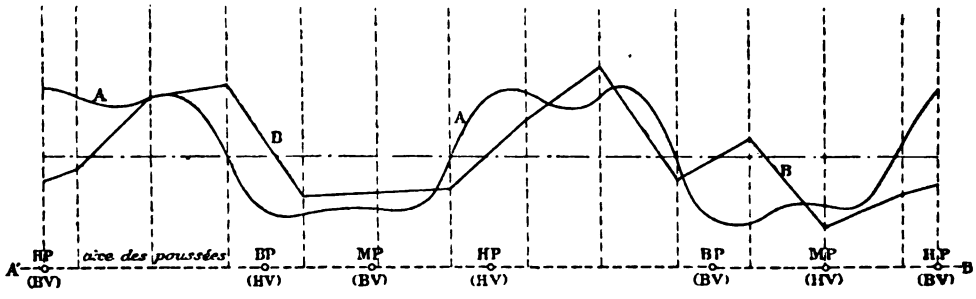
La figure 10 montre pour le *Jauréguiberry* la courbe de variation de vitesse à l'hélice, déduite des formules (2). Les amplitudes sont notablement différentes de celles de la machine, ce qui prouve l'importance de la torsion de l'arbre. Pour mettre en évidence l'importance de cette torsion, nous avons

tracé sur la même figure la courbe des vitesses de rotation dans le cas où la torsion serait nulle : $K = \infty$.

Fig. 8.

Amiral-Tréhouart.

Courbe des vitesses angulaires en fonction des positions de l'arbre.
Échelle des ordonnées $\frac{1}{53,4}$.



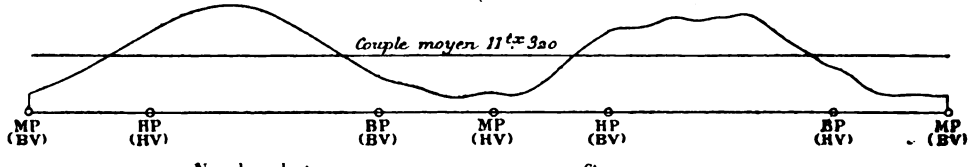
Ordonnée moyenne	15,55
Nombre de tours	77,9
A. Vitesse théorique à la machine	$\delta' = 0,12$
B. Vitesse mesurée à la machine	$\delta' = 0,14$

On voit ainsi que l'hélice produit un effet régulateur très appréciable, en partie par son moment d'inertie, mais surtout par le coefficient *b*.

Fig. 9.

Amiral-Tréhouart.

Courbe des moments moteurs.
Échelle des ordonnées $0^{mm},66$ par tonneau-mètre.



Nombre de tours	76^t
Puissance en chevaux	1200^{chx}
Introduction au cylindre HP	0,50
Coefficient d'irrégularité	$\frac{M_{max.} - M_{min.}}{M_{moyen}} = 1,6$

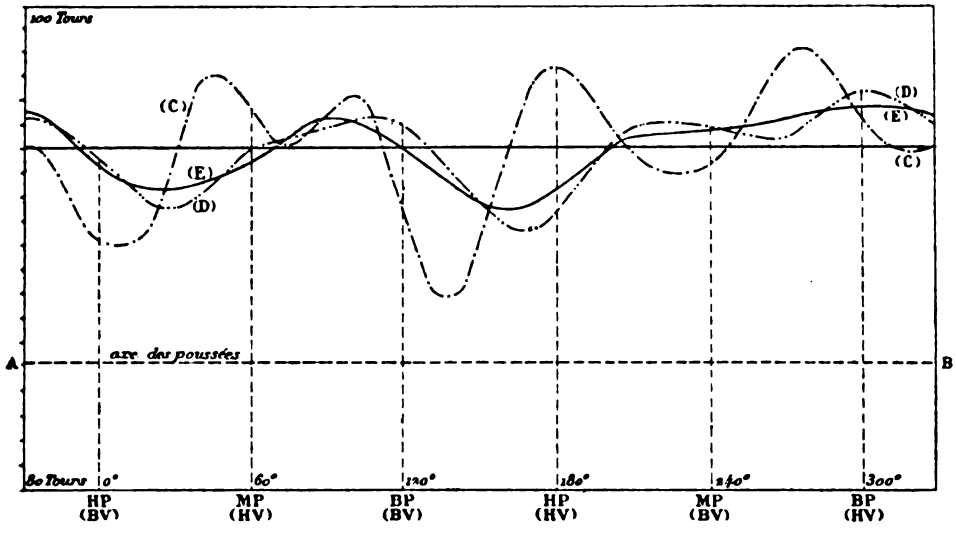
Dans le cas du *Tréhouart,* la courbe des vitesses à l'hélice se confond presque avec celle de la machine. C'est pourquoi nous ne l'avons pas tracée. Cela tient à ce que la machine réalise alors une puissance très inférieure à sa puissance maxima. La torsion de l'arbre joue alors un rôle très restreint. Remarquons enfin que les ordonnées des courbes des vitesses à l'hélice, mesurées à partir d'un axe convenablement choisi, sont proportionnelles aux

poussées de l'hélice. La distance de cet axe au-dessous de la vitesse moyenne est égale à $\rho\varepsilon$. On a donc, pour les variations de la poussée R,

$$\frac{R_{max} - R_{min}}{R_{moyen}} = \frac{\delta}{\rho}.$$

Fig. 10.

Jauréguiberry. — Machine bâbord.



(C) —·—·—·— Vitesse théorique à la machine... $\delta' = \frac{\omega'_1 - \omega'_2}{\varepsilon} = 0,107$

(D) —··—··—··— Vitesse théorique à l'hélice..... $\delta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\varepsilon} = 0,054$

(E) ———— Vitesse théorique en supposant la torsion nulle..... $\delta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\varepsilon} = 0,044$

Dans les exemples choisis, la variation de cette poussée est très sensible pendant un tour. Nous reviendrons plus loin sur les conséquences de ce fait.

II. — Applications pratiques de la théorie précédente.

Bien que le calcul des coefficients des formules (2) ne présente aucune difficulté et n'exige pas un temps très long, ce serait le plus souvent un travail inutile, et parfois illusoire, que de chercher à déterminer *a priori* la courbe des vitesses, lors de l'établissement d'un projet de machine.

Il serait nécessaire, en tout cas, pour ne pas risquer de graves erreurs, de posséder les éléments nécessaires pour déterminer avec une certaine précision les diagrammes prévus, ce qui n'est pas toujours facile.

D'ailleurs, pour une même machine, la configuration de ces courbes change continuellement, suivant la régulation et l'allure.

La détermination des courbes de vitesse ne peut avoir d'intérêt que dans des cas particuliers, par exemple si l'on veut apprécier l'influence d'une modification au calage des manivelles.

Dans la pratique courante, ce qu'il importe de connaître, c'est non pas la configuration de la courbe, mais la valeur approximative des écarts extrêmes de vitesse, et l'influence exercée sur cet écart par les constantes de la machine et les conditions du fonctionnement. On peut mettre assez simplement ces effets en évidence, en procédant de la manière suivante.

Nous avons vu plus haut que, sous réserve des influences arbitraires qui échappent à l'analyse, la loi des vitesses peut être représentée par un développement en série de Fourier, dont les termes correspondent chacun au terme de même rang du développement de la loi de variation des moments moteurs.

Or on sait qu'une sinusoïde de période donnée est complètement déterminée, si l'on connaît son amplitude et sa phase. Cherchons la modification qu'il faut faire subir à l'amplitude et à la phase des sinusoïdes successives, qui représentent les moments moteurs, pour obtenir l'amplitude et la phase des termes correspondants de la loi des vitesses.

Soit

$$A_n \cos n\varepsilon t + B_n \sin n\varepsilon t$$

l'ensemble des termes d'ordre n des moments moteurs; on a

$$A_n \cos n\varepsilon t + B_n \sin n\varepsilon t = \mathcal{A} \cos n\varepsilon(t - \varphi)$$

en posant

$$\mathcal{A} = \sqrt{A_n^2 + B_n^2},$$

$$\operatorname{tang} n\varepsilon\varphi = \frac{B_n}{A_n};$$

$\mathcal{A}$ est l'amplitude, $n\varepsilon\varphi$ la phase du mouvement. Le terme correspondant de la courbe des vitesses peut se mettre sous une forme analogue.

Soient α''_n, β''_n, α'''_n, β'''_n les coefficients d'ordre n de ces courbes

$$\alpha''_n \cos n\varepsilon t + \beta''_n \sin n\varepsilon t = \Delta' \cos n\varepsilon(t - \psi_n),$$

$$\alpha'''_n \cos n\varepsilon t + \beta'''_n \sin n\varepsilon t = \Delta' \cos n\varepsilon(t - \psi'_n),$$

avec

$$\Delta_n = \sqrt{\alpha''^2_n + \beta''^2_n}, \qquad \Delta'_n = \sqrt{\alpha'''^2_n + \beta'''^2_n},$$

$$\operatorname{tang} n\varepsilon\psi_n = \frac{\beta''_n}{\alpha''_n},$$

$$\operatorname{tang} n\varepsilon\psi'_n = \frac{\beta'''_n}{\alpha'''_n}.$$

Il suffit de remplacer α''_n, α'''_n, β''_n, β'''_n par leurs valeurs déduites des formules (2) pour avoir l'expression de Δ_n, Δ'_n et ψ_n, ψ'_n en fonction de A_n, B_n, φ_n.

On trouve ainsi

$$\Delta_n = \frac{a\mathcal{A}}{\sqrt{[n^2\varepsilon^2-(a+c)]^2 n^2\varepsilon^2 + b(c-n^2\varepsilon^2)^2}},$$

$$\Delta'_n = \mathcal{A}\sqrt{\frac{(a-n^2\varepsilon^2)^2+b^2n^2\varepsilon^2}{[n^2\varepsilon^2-(a+c)]^2n^2\varepsilon^2+b^2(c-n^2\varepsilon^2)^2}},$$

$$n\varepsilon\psi_n = n\varepsilon\varphi_n - \text{arc tang}\frac{n\varepsilon[n^2\varepsilon^2-(a+c)]}{b(c-n^2\varepsilon^2)},$$

$$n\varepsilon\psi'_n = n\varepsilon\varphi'_n - \text{arc tang}\frac{n\varepsilon\{[n^2\varepsilon^2-(a+c)](a-n^2\varepsilon^2)+b^2(c-n^2\varepsilon^2)\}}{abc}.$$

La discussion de ces formules permet d'établir une relation approximative entre le coefficient d'irrégularité des vitesses $\delta = \frac{\omega_1-\omega_2}{\varepsilon}$ (ω_1 et ω_2 désignant les vitesses maxima et minima) et le coefficient d'irrégularité

$$\lambda = \frac{M'_{max}-M'_{min}}{M'_m}$$

de la courbe des moments moteurs.

Considérons d'abord les vitesses dans le voisinage de la machine.

Nous avons posé antérieurement

$$\frac{A'_n}{i} = A_n, \qquad \frac{B'_n}{i} = B_n,$$

A'_n et B'_n étant les coefficients de la courbe des moments moteurs.

Soit $\mathcal{A}'_n$ l'amplitude des sinusoïdes correspondantes :

$$\frac{\mathcal{A}'_n}{i} = \mathcal{A}_n.$$

L'amplitude de chaque sinusoïde de la courbe des vitesses sera égale à

$$\Delta'_n = \sqrt{\frac{(a-n^2\varepsilon^2)^2+b^2n^2\varepsilon^2}{[n^2\varepsilon^2-(a+c)]^2n^2\varepsilon^2+b^2(c-n^2\varepsilon^2)^2}} \times \frac{\mathcal{A}'_n}{i}$$
$$= \frac{\sigma'_n\mathcal{A}'_n}{i}.$$

Soient ω'_1 et ω'_2 les vitesses maxima et minima à la machine,

$$\delta' = \frac{\omega'_1-\omega'_2}{\varepsilon}.$$

Si σ'_n était constant, et s'il n'y avait pas de décalage, c'est-à-dire si

$$\psi'_n = \varphi'_n,$$

on aurait, en additionnant tous les termes,

$$\omega'_1-\omega'_2 = \frac{\sigma'_n}{i}(M'_{max}-M'_{min}).$$

D'autre part, on a

$$M'_m = q\varepsilon^2,$$

q pouvant être considéré comme constant, avec une approximation parfaitement suffisante pour le cas qui nous occupe.

On en conclut

$$\frac{\omega'_1 - \omega'_2}{\varepsilon} = \frac{\sigma_n}{i}\left(\frac{M_{max} - M_{min}}{M'_m}\right) q\varepsilon,$$

d'où

$$\delta'_n = \frac{\sigma'_n}{i} q\varepsilon\lambda.$$

Le coefficient $\frac{\sigma'_n q\varepsilon}{i}$ permet donc d'apprécier le rapport entre δ' et λ.

En réalité, $\frac{\sigma'_n q\varepsilon}{i}$ est loin d'être constant; car σ'_n subit des variations importantes, dont nous allons chercher à dégager le sens général.

Lorsqu'on fait varier $n\varepsilon$ à partir de zéro, le numérateur de σ'_n décroît d'abord jusqu'à

$$n^2\varepsilon^2 = a - \frac{b^2}{2}.$$

Il croît ensuite indéfiniment avec $n\varepsilon$.

Le dénominateur décroît jusqu'à un minimum compris entre $n^2\varepsilon^2 = c$ et $n^2\varepsilon^2 = a + c$, et croît ensuite indéfiniment.

L'ensemble de la fonction varie peu au début, puis croît jusqu'à un maximum compris entre $n^2\varepsilon^2 = c$ et $n^2\varepsilon^2 = a + c$, et décroît ensuite indéfiniment. La valeur du maximum a une grande importance, car elle varie beaucoup suivant les cas, et peut, dans certaines circonstances, devenir considérable.

Elle est peu différente de

$$\sigma'_m = \sqrt{2}\sqrt{\frac{\left(c - \frac{a}{2}\right)^2 + b^2\left(c + \frac{a}{2}\right)}{a^2 b^2}}$$

et correspond approximativement à $n^2\varepsilon^2 = c + \frac{a}{2}$.

On aura donc un maximum possible du coefficient d'irrégularité des vitesses, en écrivant

$$\delta' = \frac{\sigma'_m q\varepsilon}{i}\lambda.$$

Ce maximum sera, en général, bien plus élevé que la valeur réelle de δ', car, dans beaucoup de cas, la valeur de σ'_m correspond à un harmonique d'ordre élevé, dont le coefficient est en général faible, tandis que les valeurs de σ'_n, correspondant aux coefficients λ'_n les plus élevés, sont beaucoup moindres que σ'_m.

Il est même important qu'il en soit ainsi, si la valeur de σ'_m est un peu élevée. On peut se proposer comme règle, par exemple, que σ'_m corresponde à un harmonique supérieur aux quatre premiers.

Or σ'_m correspond approximativement à $n^2\varepsilon^2 = c + \frac{a}{2}$. On satisfera à la condition précédente en posant

$$4^2\varepsilon_m^2 \leqq c,$$

ε_m étant la vitesse maximum de rotation de la machine.

On en conclut, en remplaçant c par sa valeur $\frac{K}{i}$,

$$K \geqq 16 i \varepsilon_m^2.$$

La valeur de σ'_m est importante à considérer par elle-même. Il est nécessaire, en effet, de ne pas admettre que le produit $\frac{\sigma'_m q \varepsilon}{i}$ ait une valeur trop élevée. Car des circonstances accidentelles toujours possibles peuvent donner une valeur appréciable aux harmoniques correspondants, même si ces harmoniques sont d'ordre élevé.

Remplaçons dans σ'_m les lettres par leurs valeurs; on a, en remarquant que

$$b = \frac{\gamma q \varepsilon}{I\rho},$$

$$\sigma'_m = \sqrt{2}\sqrt{\frac{\rho^2 I^2}{q^2\varepsilon^2\gamma^2}\left(\frac{1}{i} - \frac{1}{2}\right) + \frac{1}{K}\left(\frac{1}{i} + \frac{1}{2}\right)};$$

σ'_m varie dans d'assez grandes proportions suivant la valeur de K et de I. Si K est très petit et I très grand, la valeur de σ'_m peut devenir relativement élevée.

Dans le cas de l'exemple précédent du *Jauréguiberry*, σ'_m coïncide à peu près avec l'harmonique 5. On a

$$\frac{\sigma'_m q \varepsilon}{i} = 0,83.$$

Ces conditions paraissent normales.

Parmi les expériences allemandes que nous avons déjà citées se trouve le cas d'une machine à trois manivelles pour laquelle $\frac{\sigma'_m q \varepsilon}{i}$ atteint 5,3 et se trouve compris entre le quatrième et le cinquième harmonique. Aussi la courbe des vitesses relevées à la machine présente-t-elle de grands écarts. L'aspect de cette courbe (*fig.* 11) est d'ailleurs très caractéristique, et la différence entre les relevés à la machine et à l'hélice montre toute l'importance de la torsion de l'arbre dans ce cas particulier.

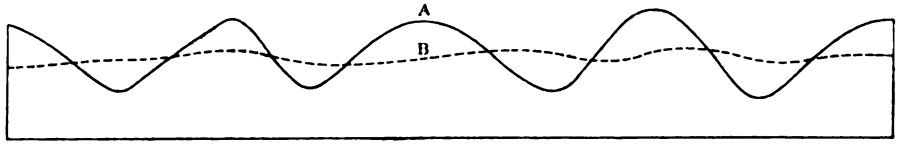
Pour diminuer la valeur de σ'_m on ne peut guère disposer que du coefficient K. Il suffit d'ailleurs d'une faible augmentation du diamètre de l'arbre

pour augmenter d'une façon notable K et, par suite, pour diminuer σ'_m; car K augmente comme la quatrième puissance du diamètre.

Il suffit donc pratiquement d'augmenter K pour diminuer σ'_m et pour reculer l'harmonique correspondant.

Fig. 11.

Cargoboat NN.



(A) Vitesse à la machine..... $\delta' = 0,23$

(B) Vitesse à l'hélice..... $\delta' = 0,05$

Il est très important de tenir compte de cette considération dans la détermination du diamètre des arbres, et de ne pas se contenter de la règle usuelle, qui consiste à déterminer uniquement le diamètre d'après le moment moteur à transmettre. Le coefficient $K = \frac{GJ}{L}$ dépend, en effet, non seulement du moment d'inertie polaire J qu'impose la résistance statique à la torsion, mais aussi du coefficient G et de la longueur L.

En particulier, l'emploi des aciers à haute résistance, qui augmentent beaucoup les qualités mécaniques, mais ne modifient que très peu le coefficient G, ne doit conduire, en aucune façon, à une réduction du diamètre des arbres.

Il semble que, sous réserve des indications que fourniraient de nouveaux relevés, on pourrait adopter pour K la plus grande des deux valeurs données par les formules suivantes :

$$(3) \qquad \begin{cases} K \geqq 16 i \varepsilon_m^2, \\ K \geqq \dfrac{I(2I + i) q^2 \varepsilon_m^2}{S^2 i^3 \gamma^2 - 2\rho^2 I^2 (2I - i)}, \end{cases}$$

S étant la valeur de $\frac{\sigma'_m q \varepsilon}{i}$ qu'on accepte.

La valeur de S est à choisir par comparaison. On pourrait provisoirement adopter le chiffre $S = 0,8$ d'après le *Jauréguiberry*.

La valeur de S peut d'ailleurs varier suivant la nature des machines et l'intérêt plus ou moins grand qui s'attache à l'uniformité du mouvement de rotation.

Enfin, il peut se présenter tel cas où la valeur du coefficient K suffise à réduire la valeur de $\frac{\sigma'_m q \varepsilon}{i}$ à un chiffre très faible, par exemple à la valeur

même de δ' que l'on accepte, sans satisfaire à l'équation $K \geqq 16 i \varepsilon_m^2$. Il n'y aurait pas lieu, dans ces conditions, de s'inquiéter de cette dernière équation, le numéro de l'harmonique correspondant à σ'_m n'offrant plus alors d'intérêt.

Si la valeur de σ'_m est comprise en dessous du quatrième harmonique, le coefficient d'irrégularité des vitesses pourra être peu inférieur à S. Mais si la valeur de σ'_m correspond à une valeur de $n\varepsilon$ supérieure au quatrième harmonique, la valeur de δ sera en général notablement inférieure à S.

Pratiquement, on obtiendra encore une approximation par excès, en adoptant la valeur de σ'_n correspondant au quatrième harmonique. La formule devient ainsi

$$\delta' = \frac{\omega'_1 - \omega'_2}{\varepsilon} = \frac{q\varepsilon}{i}\lambda\sqrt{\frac{(a - 16\varepsilon^2)^2 + 16\, b^2\varepsilon^2}{[16\varepsilon^2 - (a+c)]^2\, 16\varepsilon^2 + b^2(c - 16\varepsilon^2)^2}},$$

soit en remplaçant les lettres par leurs valeurs

$$(4) \qquad \delta' = q\lambda\sqrt{\frac{\rho^2(K - 16I\varepsilon^2)^2 + 16\gamma^2 q^2 \varepsilon^4}{16\rho^2[16Ii\varepsilon^2 - (I+i)K]^2 + \gamma^2 q^2 (K - 16 i\varepsilon^2)^2}}.$$

Cette formule est celle qu'il convient d'appliquer dans le voisinage de la puissance maximum.

Aux allures réduites, lorsque la torsion de l'arbre est encore négligeable, on peut simplifier la formule en supposant $K = \infty$.

On a alors

$$(5) \qquad \delta' = \frac{\omega'_1 - \omega'_2}{\varepsilon} = \frac{q\lambda}{\sqrt{16(I+i)^2 + \frac{\gamma^2 q^2}{\rho^2}}}.$$

Cette dernière formule met en évidence l'effet régulateur dû à la loi de résistance de l'hélice. Si la résistance était constante, c'est-à-dire si l'hélice ne formait volant que par sa masse, on aurait $\frac{\gamma^2 q^2}{\rho^2} = 0$, et la valeur de $\frac{\omega'_1 - \omega'_2}{\varepsilon}$ serait notablement augmentée.

L'étude de la variation de vitesse à l'hélice donne lieu aux mêmes remarques en remplaçant seulement σ'_n par

$$\sigma_n = \frac{a}{\sqrt{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]^2 n^2\varepsilon^2 + b^2(c - n^2\varepsilon^2)^2}}.$$

Le maximum de σ_n correspond à peu de chose près à la même valeur de $n^2\varepsilon^2$ que le maximum de σ'_n.

Le maximum σ_m de σ_n est en général plus faible que σ'_m. Le contraire peut avoir lieu dans certains cas particuliers, si le rapport $\frac{I}{i}$ est inférieur à l'unité; ce qui ne se rencontre guère que pour des machines en tandem, ou des machines munies de très forts contrepoids. Dans tous les cas, il est peu

vraisemblable que σ_m soit jamais notablement supérieur à σ'_m. Il ne semble pas qu'il y ait de ce fait de nouvelles précautions à prendre.

On obtiendra un maximum du coefficient d'irrégularité de la vitesse à l'hélice par la formule

$$(6) \qquad \delta = \frac{\sigma_m q \varepsilon \lambda}{i} = \frac{q \lambda \rho K}{\sqrt{16\rho^2[16 I i \varepsilon^2 - (1+i)K]^2 + \gamma^2 q^2 (K - 16 i \varepsilon^2)^2}}.$$

Toutes ces conclusions supposent que le décalage relatif des sinusoïdes successives est nul, ou en tout cas assez faible.

Reprenons les formules du décalage :

$$n\varepsilon\psi_n = n\varepsilon\varphi_n - \text{arc tang}\,\frac{n\varepsilon\,[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]}{b(c - n^2\varepsilon^2)},$$

$$n\varepsilon\psi'_n = n\varepsilon\varphi'_n - \text{arc tang}\,\frac{n\varepsilon\{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)](a - n^2\varepsilon^2) + b^2(c - n^2\varepsilon^2)\}}{abc}.$$

Ces formules montrent que le décalage peut varier dans d'assez grandes limites. Toutefois, l'application numérique montre que, si les valeurs de K satisfont aux formules (3), les différences de décalage pour les quatre premiers harmoniques restent faibles et sont insuffisantes pour troubler d'une façon appréciable les indications des formules (4), (5) et (6).

Sous cette réserve, on peut donc admettre que ces formules donnent une approximation par excès des coefficients d'irrégularité des vitesses.

Appliquées aux cas précédents du *Jauréguiberry* et du *Tréhouart*, elles donnent, pour le *Jauréguiberry*, $\delta = 0{,}146$ au lieu de $0{,}138$ chiffre relevé, et pour le *Tréhouart* $\delta = 0{,}16$ au lieu de $0{,}14$.

Il semble donc que les formules (4), (5) et (6) donnent des indications suffisantes pour l'établissement d'un avant-projet.

Les éléments que ces formules contiennent sont I, i, K, γ, q, ρ, ε, λ.

Les moments d'inertie I, i sont faciles à calculer sur une machine construite. Pour une machine en projet, on en appréciera facilement la valeur approchée par comparaison avec une machine semblable.

$K = \frac{GI}{L}$ se calcule sans difficulté, connaissant le diamètre et la longueur de l'arbre.

q, ρ, et ε se déduisent immédiatement des données fondamentales de la machine.

γ, rendement organique de la machine, peut être pris égal à $0{,}85$ environ. Un écart léger sur ce chiffre exerce en général une différence négligeable sur le résultat final.

λ, coefficient d'irrégularité des moments moteurs, peut être estimé *a priori*, d'après les résultats fournis par les machines analogues, ou déterminé directement d'après les diagrammes prévus.

Les formules (4), (5) et (6) fournissent toute l'approximation qu'on peut déduire de la considération unique du coefficient λ.

Il est à remarquer d'ailleurs que le coefficient λ, qui est l'élément le plus simple qui ressort de la courbe des moments moteurs, ne constitue qu'une donnée insuffisante pour apprécier avec une certaine exactitude l'influence de la forme de cette courbe sur la régularité du moment de rotation.

Le développement en série de Fourier peut seul donner à ce point de vue des indications précises. Ainsi, dans le cas du *Tréhouart*, examiné plus haut, on a

$$\lambda = 1,6,$$

valeur relativement élevée.

La valeur correspondante de δ n'est relativement pas très élevée, en partie par suite de ce fait, que les seuls coefficients importants de la courbe des moments moteurs sont les termes en $\sin 2\varepsilon t$ et $\cos 2\varepsilon t$, pour lesquels la valeur de σ'_n est encore loin du maximum σ'_m.

En un mot, lorsqu'on se préoccupe de rectifier une courbe de moments moteurs par un changement de calage, ou par une retouche à la régulation, on doit moins se préoccuper de réaliser le coefficient λ le plus faible possible, que de rechercher une proportion favorable des coefficients du développement en série. Il serait vraiment utile de faire ce développement lorsqu'on se livre à ces rectifications délicates. On peut alors se rendre compte aisément de l'influence qu'une modification des coefficients apporte à la régularité de rotation.

III. — Effets de l'irrégularité du mouvement de rotation.

Les effets de l'irrégularité de rotation sont multiples. L'analyse détaillée en est délicate. Nous ne ferons ici qu'en esquisser les grandes lignes, nous réservant d'y revenir ultérieurement avec plus de détails. Ces effets doivent être envisagés à trois points de vue :

1° Au point de vue de la fatigue supportée par les organes de la machine;
2° Au point de vue du rendement;
3° Au point de vue des vibrations de la coque.

1° *Fatigue supportée par les organes de la machine.* — Tout d'abord les effets vibratoires de torsion, que nous avons rencontrés précédemment, sont de nature à donner aux arbres un supplément de fatigue, qui peut dans certains cas devenir dangereux. Il est même fort probable que certaines ruptures ont dû être occasionnées par une cause de ce genre.

Pour apprécier la fatigue qu'un arbre peut éprouver ainsi, le coefficient qu'il convient de considérer est non pas le coefficient d'irrégularité des vitesses, mais l'écart angulaire maximum de torsion, c'est-à-dire la valeur maximum de l'angle

$$\theta'_1 - \theta_1 = \theta' - \theta + \frac{M'_m}{K}.$$

(*Voir* les notations page 176.)

On a vu (p. 177) le développement en série des fonctions θ' et θ. Ces fonctions sont les intégrales des vitesses angulaires.

Les amplitudes Θ_n, Θ'_n des sinusoïdes du développement de θ et θ' sont liées aux amplitudes Δ_n, Δ'_n de $\frac{d\theta}{dt}$ et $\frac{d\theta'}{dt}$ par la relation

$$\Theta_n = \frac{\Delta_n}{n\varepsilon}, \qquad \Theta'_n = \frac{\Delta'_n}{n\varepsilon}.$$

Les coefficients d'ordre élevé auront donc moins d'importance pour θ et θ' que pour $\frac{d\theta}{dt}$ et $\frac{d\theta'}{dt}$.

Les écarts de vitesse seront donc d'autant moins dangereux pour la sécurité de l'arbre, qu'ils proviendront d'harmoniques plus élevés de la courbe des vitesses. Cette raison s'ajoute à celles que nous avons données précédemment pour reculer σ'_m au delà du quatrième harmonique.

L'irrégularité du mouvement de rotation peut encore causer une fatigue supplémentaire aux pièces, par l'accroissement des forces d'inertie qui en est la conséquence.

Cet accroissement résulte de l'accroissement de l'accélération radiale $\omega^2 r$, et de la production de l'accélération tangentielle $r\frac{d\omega}{dt}$.

On sait que les forces d'inertie dues à l'accélération radiale n'augmentent la fatigue des pièces que dans certaines circonstances, et en une région limitée du déplacement de la manivelle. L'accroissement de $\omega^2 r$ ne produit donc d'effet défavorable à ce point de vue, que s'il se produit dans cette région. On pourrait chercher à s'en rendre compte en traçant les courbes $\frac{d\theta'}{dt}$ et $\frac{d\theta}{dt}$; mais les erreurs de décalage, qu'on est exposé à commettre ainsi, seraient de nature à fausser complètement les résultats. Il est alors plus simple et plus prudent de prendre pour ω la valeur maximum

$$\omega_1 = \varepsilon + \frac{\delta}{2}$$

pour le calcul de la fatigue due à la force d'inertie radiale.

L'accélération tangentielle $r\frac{d\omega}{dt}$ peut se déterminer approximativement en prenant la dérivée de $\frac{d\theta'}{dt}$ donnée par les formules (2). On verrait alors, par un raisonnement inverse de celui que nous venons de faire pour les arbres, que ce sont les harmoniques les plus élevés de $\frac{d\theta'}{dt}$, qui, à égalité d'amplitude, exerceront la plus grande influence sur $\frac{d\omega}{dt}$.

C'est à ce point de vue qu'il importe d'éviter dans la courbe des moments

moteurs l'existence d'harmoniques d'ordre élevé. C'est pourquoi les chocs violents, qui rétablissent ces harmoniques, sont dangereux.

Si l'on admet que les termes de $\frac{d\theta'}{dt}$ sont négligeables à partir d'un certain rang μ, on peut avoir une expression maxima de l'accélération tangentielle en procédant de la manière suivante. Soient

$$\frac{d\theta'}{dt} = \Delta_1 \cos(\varepsilon t - \psi_1) + \ldots + \Delta_n \cos(n\varepsilon t - \psi_n) + \Delta_\mu \sin(\mu\varepsilon t - \psi_\mu),$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon\Delta_1 \cos\left(\varepsilon t - \psi_1 - \frac{\pi}{2}\right) + \ldots$$
$$+ n\varepsilon\Delta_n \cos\left(n\varepsilon t - \psi_n - \frac{\pi}{2}\right) + \mu\varepsilon\Delta_\mu \sin\left(\mu\varepsilon t - \psi_\mu - \frac{\pi}{2}\right),$$

ou, en remplaçant chacun des coefficients n par le coefficient maximum μ,

$$\frac{d\omega}{dt} < \mu\varepsilon\left[\Delta_1 \cos\left(\varepsilon t - \psi_1 - \frac{\pi}{2}\right) + \ldots + \Delta_\mu \cos\left(\mu\varepsilon t - \psi_n - \frac{\pi}{2}\right)\right].$$

Les sinusoïdes contenues dans la parenthèse ne diffèrent que par le calage des sinusoïdes du développement de $\frac{d\theta'}{dt}$. Si l'on néglige l'influence de ce décalage sur l'amplitude maximum, on en déduit pour la valeur maximum de $\frac{d\omega}{dt}$:

$$\left(\frac{d\omega}{dt}\right)_{\text{max.}} < \mu\varepsilon(\omega_1 - \omega_2)$$

ou

$$\left(\frac{d\omega}{dt}\right)_{\text{max.}} < \mu\varepsilon^2\delta.$$

Cette valeur doit certainement constituer un maximum, car l'erreur que l'on commet en négligeant l'effet du décalage doit être très inférieure à la majoration qu'on introduit en remplaçant tous les coefficients n par le coefficient μ.

On peut donc admettre cette valeur comme première approximation. La valeur de μ qu'il convient d'adopter dépend de la nature de la courbe des moments moteurs, et de la courbe des vitesses.

Dans les conditions normales, il semble qu'on puisse adopter $\mu = 6$, ce qui pour $\delta = 0{,}1$ donne

$$\frac{d\omega}{dt} = 0{,}6\varepsilon^2.$$

Cette valeur de $\frac{d\omega}{dt}$ étant admise, on calculera comme il a été indiqué page 173 l'accroissement d'accélération qui en résulte pour les pièces alternatives.

Chocs aux soies d'embrayage. — Les chocs aux soies d'embrayage se produisent toutes les fois que la torsion de l'arbre s'annule. On a alors

$$\theta'_1 - \theta_1 = \theta' - \theta + \frac{M'm}{K} = 0.$$

Ils ne se produisent donc que si les variations d'amplitude de $\theta' - \theta$ dépassent $\frac{M'm}{K}$, ce qui a d'autant plus de chance de se produire que $M'm$ est plus petit et K plus grand.

C'est donc aux petites allures, et avec les arbres les plus raides, que les chocs ont le plus de tendance à se produire. C'est ce que confirme la pratique. L'intensité de ces chocs dépend du jeu des soies et de l'accélération relative $\frac{d^2\theta'}{dt^2} - \frac{d^2\theta}{dt^2}$ au moment où ils se produisent. La régularité de la courbe des moments moteurs exerce donc une grande influence à ce point de vue.

2° *Effet de l'irrégularité de vitesse sur le rendement.* — Au point de vue du rendement, c'est surtout l'irrégularité du mouvement de rotation de l'hélice qu'il convient d'envisager.

D'après les exemples que nous avons cités, on peut se rendre compte que les variations de vitesse de l'hélice ne sont pas négligeables. Il en résulte que l'angle d'attaque varie à chaque instant. L'effet produit sur le rendement est assez difficile à analyser. Il doit évidemment dépendre des valeurs extrêmes que prend ainsi l'angle d'attaque. Les résultats les plus défavorables doivent vraisemblablement correspondre aux cas où l'angle d'attaque tombe sensiblement au-dessous de sa valeur optimum 2°30′, en raison de la rapidité avec laquelle s'abaisse alors la courbe de rendement.

Peut-être est-ce à un fait de ce genre qu'il convient d'attribuer les chutes d'utilisation qu'on observe à grande allure sur certains bâtiments, et qui ne paraissent pas dues aux formes de la carène; mais c'est là une question que des expériences précises permettraient seules d'élucider.

3° *Effet de l'irrégularité sur les vibrations de la coque.* — Cet effet peut se manifester de deux manières :

1° Par l'augmentation des forces d'inertie de la machine. Cet effet est évident;

2° Par la variation de la poussée exercée par l'hélice.

L'effet de cette variation a été mis en avant et combattu à plusieurs reprises [1].

Les courbes des figures 8 et 10 montrent que les variations de poussées peuvent être relativement considérables. D'ailleurs, les expériences entreprises à l'aide du dynamomètre de poussée de M. l'Ingénieur en chef Terré montrent que les variations de cette importance ont réellement lieu dans la pratique. Ces variations de la poussée peuvent être mises sous forme d'une

---

[1] Voir en particulier les Mémoires de MM. Otto Schlick et Berling au *Congrès d'Architecture navale de 1906* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime*, n° 11, p. 195 et suiv.).

somme de sinusoïdes, dont la plus importante est le terme en $2\varepsilon t$. En supposant que le développement puisse se réduire à ce terme, on aurait

$$R = R_{moyen}\left[1 + \frac{\delta}{\rho}\sin(2\varepsilon t - \chi)\right].$$

D'où un moment de tangage égal à

$$RA = R_{moyen}A\left[1 + \frac{\delta}{\rho}\sin(2\varepsilon t - \chi)\right],$$

A étant la distance de l'arbre moteur au centre de gravité du bâtiment. Il est facile de se rendre compte que l'importance du moment RA est loin d'être négligeable.

IV. — Application à la conduite des pompes et ventilateurs.

Enfin nous ferons remarquer que toutes les conclusions qui précèdent s'appliquent aux machines conduisant non seulement une hélice, mais une turbo-machine quelconque : pompe centrifuge ou ventilateur.

Il est en effet facile de déduire de la formule fondamentale du travail sur l'arbre, dont M. Rateau a démontré la généralité [1], que le moment résistant de ces appareils, lorsque le courant qui les parcourt conserve une vitesse constante, peut être considéré avec une grande approximation comme une fonction linéaire de la vitesse angulaire de rotation, analogue à celle que nous avons admise pour l'hélice.

On expliquerait probablement à l'aide des remarques précédentes certaines ruptures d'arbre de ventilateurs conduits par des machines à un cylindre.

Enfin on peut ainsi étudier d'assez près le fonctionnement d'une machine de servitude conduisant deux pompes à air et une pompe de circulation.

On constate ainsi que la pompe de circulation est un élément régulateur puissant, mais qu'elle exige des arbres robustes, en raison des vibrations de torsion qui peuvent se produire.

Les effets de ces vibrations sont d'autant plus à craindre que le diagramme de la pompe à air varie à chaque instant, et que, par suite, la loi de variation des vitesses doit contenir en permanence des termes en exponentielles, qui peuvent augmenter très notablement l'amplitude des écarts.

Nous nous bornerons pour le moment à ces remarques générales, nous réservant de reprendre à part l'étude de l'important sujet de l'équilibre des machines de servitude.

---

[1] Voir *Comptes rendus de l'Académie des Sciences* (Séance du 1er juin 1896) et *Revue de Mécanique*, 1897, p. 636.

Résumé et conclusions.

Les causes principales de l'irrégularité du mouvement de rotation des machines marines sont les variations du moment moteur suivant la position des manivelles, la torsion élastique de l'arbre et les changements qui surviennent d'un tour à l'autre dans les diagrammes d'indicateur et la résistance de l'hélice.

Cette dernière cause étant essentiellement variable et aléatoire, il est difficile d'en chiffrer l'influence.

Tout ce que l'on peut dire, c'est que les perturbations ainsi produites seront d'autant plus grandes, que la machine subira des à-coups plus violents.

Si l'on néglige ces perturbations, la loi de variation de la vitesse peut être représentée approximativement par les formules suivantes :

$$\frac{d\theta}{dt} = \sum \frac{ab(c - n^2\varepsilon^2)A_n + an\varepsilon[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]B_n}{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]^2 n^2\varepsilon^2 + b^2(c - n^2\varepsilon^2)^2} \cos n\varepsilon t$$
$$- \sum \frac{an\varepsilon[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]A_n - ab(c - n^2\varepsilon^2)B_n}{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]^2 n^2\varepsilon^2 + b^2(c - n^2\varepsilon^2)^2} \sin n\varepsilon t,$$

$$\frac{d\theta'}{dt} = \sum \frac{abcA_n + n\varepsilon\{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)](a - n^2\varepsilon^2) + b^2(c - n^2\varepsilon^2)\}B_n}{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]^2 n^2\varepsilon^2 + b^2(c - n^2\varepsilon^2)^2} \cos n\varepsilon t$$
$$- \sum \frac{n\varepsilon\{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)](a - n^2\varepsilon^2) + b^2(c - n^2\varepsilon^2)\}A_n - abcB_n}{[n^2\varepsilon^2 - (a+c)]^2 n^2\varepsilon^2 + b^2(c - n^2\varepsilon^2)^2} \sin n\varepsilon t.$$

Les unités employées sont le mètre, le kilogramme et la seconde.

$\frac{d\theta}{dt}$, vitesse angulaire à l'hélice,

$\frac{d\theta'}{d}$, vitesse angulaire à la machine,

$a = \frac{K}{I}$,

I, moment d'inertie de l'hélice autour de son axe de rotation,

$K = \frac{GJ}{L}$, module de torsion de l'arbre,

$G = 8 \times 10^9$ (environ), module de glissement de l'acier,

$J = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}$, moment d'inertie polaire d'une section de l'arbre,

L, longueur de l'arbre,

$c = \frac{K}{i}$,

$i = \frac{P}{g} r^2 + i_a$,

$P = \frac{2}{3}$ du poids de la bielle $+ \frac{1}{2}$ du poids des pièces alternatives (y compris le tiers de la bielle),

i_a, moment d'inertie de l'arbre à manivelles, des manivelles et des contrepoids,

$b = \frac{\gamma M'_m}{\rho}$,

M'_m, moment moteur moyen correspondant à la puissance indiquée,

$\gamma = 0,85$ environ, rapport de la puissance effective à la puissance indiquée,

ρ, recul de l'hélice,

ε, vitesse angulaire moyenne de rotation de l'arbre moteur,

$$A_n = \frac{A'_n}{i}, \qquad B_n = \frac{B'_n}{i},$$

A'_n, B'_n, coefficients du cosinus et du sinus du $n^{\text{ième}}$ terme du développement en série de Fourier, de la courbe des moments moteurs,

t, le temps.

On pourra faire usage de ces formules toutes les fois qu'on possédera des renseignements assez précis sur la configuration des diagrammes d'indicateur.

Par exemple, elles pourront rendre service, lorsqu'on se proposera d'étudier l'influence d'une modification particulière apportée à un type de machine connu, tel que changement de calage des manivelles, retouche apportée à la régulation, addition de contrepoids, etc.

Pour l'établissement d'un avant-projet, où l'on désire simplement se rendre compte d'une façon approximative de l'écart probable extrême des vitesses, on obtiendra un maximum de cet écart par l'une des deux formules suivantes :

1° Si $K < 16 i \varepsilon_m^2$:

$$\delta' = \frac{\omega'_1 - \omega'_2}{\varepsilon} = \frac{\lambda\sqrt{2}}{i}\sqrt{\frac{\rho^2 I^2}{\gamma^2}\left(\frac{1}{i} - \frac{1}{2}\right) + \frac{I q^2 \varepsilon^2}{K}\left(\frac{1}{i} + \frac{1}{2}\right)},$$

δ', coefficient d'irrégularité de la vitesse,

ω'_1, vitesse maximum de rotation,

ω'_2, vitesse minimum de rotation,

$\lambda = \frac{M'_{max.} - M'_{min.}}{M'_m}$, coefficient d'irrégularité du moment moteur.

Cette formule s'applique également à la machine et à l'hélice.

2° Si $K > 16 i \varepsilon_m^2$:

$$\delta' = q\lambda\sqrt{\frac{\rho^2(K - 16 I \varepsilon^2)^2 + 16\gamma^2 q^2 \varepsilon^4}{16\rho^2[16 I i \varepsilon^2 - (I + i)K]^2 + \gamma^2 q^2 (K - 16 i \varepsilon^2)^2}},$$

$$\delta = \frac{q\lambda\rho K}{\sqrt{16\rho^2[16 I i \varepsilon^2 - (I + i)K]^2 + \gamma^2 q^2 (K - 16 i \varepsilon^2)^2}},$$

δ', coefficient d'irrégularité à la machine,

δ, coefficient d'irrégularité à l'hélice.

Aux allures réduites, lorsque la torsion de l'arbre est encore négligeable,

on pourra faire usage de la formule plus simple

$$\delta = \frac{q\lambda}{\sqrt{16(I+i)^2 + \frac{\gamma^2 q^2}{\rho^2}}}.$$

Cette formule est applicable à la fois à la machine et à l'hélice.

Il conviendra d'autre part de déterminer le diamètre de l'arbre de façon à satisfaire à la condition

$$K \geqq \frac{I(2I+i)q^2\varepsilon_m^2}{S^2 i^2 \gamma^2 - 2\rho^2 I^2 (2I - i)},$$

ε_m, vitesse moyenne de rotation à l'allure maximum,

S, coefficient qui devra être d'autant plus petit qu'on désire avoir un mouvement de rotation plus régulier.

On pourra prendre $S = 0,8$, si la valeur correspondante de K satisfait à l'équation

$$K \geqq 16 i \varepsilon_m^2;$$

sinon, on abaissera la valeur de S, soit jusqu'à ce que cette dernière équation soit satisfaite, soit jusqu'à la valeur $S = \delta$, δ étant le coefficient d'irrégularité que l'on s'impose.

La vitesse angulaire maximum de rotation à la machine est égale à

$$\omega'_1 = \varepsilon + \frac{\delta'}{2}.$$

Il est prudent de calculer les forces d'inertie d'après cette vitesse ω'_1.

On a, d'autre part, pour l'accélération tangentielle,

$$r\frac{d\omega}{dt} \leqq \mu\varepsilon^2\delta,$$

μ ayant une valeur d'autant plus élevée, que la courbe des moments moteurs présente des variations plus brusques.

Dans les circonstances normales, on peut admettre

$$\mu = 6.$$

L'accroissement d'accélération du pied de bielle dû à l'accélération tangentielle est

$$\gamma_t = r\frac{d\omega}{dt}\left(\sin\varphi + \frac{1}{2m}\sin 2\varphi\right),$$

$m = \frac{l}{r}$, rapport de la longueur de la bielle au rayon de la manivelle,

φ, angle de la manivelle à partir du point mort BV.

La poussée R sur l'arbre subit une variation égale à

$$\frac{R_{max.} - R_{min.}}{R_{moyen}} = \frac{\delta}{\rho}.$$

Elle donne lieu, au point de vue des vibrations de la coque, à un moment de tangage, dont la valeur maximum peut atteindre

$$\frac{\delta R_{moyen}}{\rho} \times A,$$

A, distance de l'arbre moteur au centre de gravité du bâtiment.

Enfin, d'une manière générale, les considérations précédentes s'appliquent également aux machines conduisant des pompes centrifuges et des ventilateurs.

Telles sont les formules et les conclusions pratiques qu'on peut dégager de l'essai de théorie qui précède.

Nous terminerons en insistant sur l'utilité incontestable qu'il y aurait d'entreprendre de nouvelles mesures des variations de vitesse de rotation sur les machines modernes, aussi bien de la marine de commerce que de la marine de guerre.

Ce ne sont pas les procédés de mesure qui manquent.

Celui que décrit M. Castelnau dans le présent Bulletin se prête particulièrement bien aux conditions d'encombrement des machines actuelles.

Il conviendrait, à notre avis, de disposer deux appareils, l'un situé sur l'arbre de butée, le plus près possible de la machine, l'autre situé sur l'arrière de la ligne d'arbres, aussi près que possible du presse-étoupe de sortie.

Le nombre des contacts devrait être assez grand (36 par exemple, comme sur le *Jauréguiberry*), pour bien saisir les ondulations de la courbe des vitesses.

Enfin, on devrait avoir soin de relever des courbes d'indicateur au moment même du relevé des vitesses.

Ces expériences devraient être effectuées à plusieurs vitesses.

Il serait bon également d'en faire quelques-unes par mer troublée, et pendant les changements d'allure, afin d'apprécier l'importance des perturbations qui peuvent résulter du régime varié.

NOTE SUR LE PERÇAGE A TERRE,

PAR M. LAUBEUF,
Ingénieur en chef de la Marine.

Dans une note insérée au *Bulletin de l'Association Technique Maritime* (année 1897) (1), M. l'Ingénieur Maugas exposait une théorie sur le perçage, due à M. l'Ingénieur Marbec, et les conclusions qu'il en tirait étaient de donner aux forets une vitesse circonférentielle constante de 125^{mm}, et une avance par tour, ou serrage, constante, de $0^{mm},1$.

Dans une note ultérieure (1899), M. Maugas indiquait qu'une expérience prolongée au port de Brest permettait d'augmenter ces chiffres, et de les porter à 200^{mm} pour la vitesse circonférentielle, et $0^{mm},12$ pour l'avance par tour.

M. Maugas donnait le tableau I suivant, que nous avons complété par l'indication de la pénétration par minute, calculée en admettant une pénétration réelle par tour constante, et égale à $0^{mm},12$. Nous verrons plus loin que le glissement des courroies tend à diminuer la pénétration, à mesure que le diamètre du foret augmente; par suite, la pénétration réelle serait inférieure à celle indiquée par ce tableau, surtout pour les grands diamètres.

Nous allons maintenant indiquer les résultats pratiques qu'une expérience de 2 ans au port de Cherbourg nous permet de donner comme acquis.

La reconstruction de notre atelier des Bâtiments en fer, en 1898, nous a permis d'augmenter d'un seul coup la vitesse de tous les outils, en portant l'allure des lignes d'arbres de 90 tours à 130 tours. Mais nous étions en présence d'outils ayant pour la plupart une seule vitesse, et, par suite, nous ne pouvions nous conformer aux indications des expériences relatées ci-dessus.

Nous avons, par suite, agi sur les avances par tour, en augmentant considérablement les avances pour les petits diamètres.

(1) Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, n° 8, 1897, p. 49.

Les avances sont données par courroies, au moyen de cônes-poulies.

TABLEAU I.

DIAMÈTRE du foret.	NOMBRE DE TOURS		VITESSE circonférentielle		PÉNÉTRATION par minute	
	théorique.	pratique.	théorique.	pratique	théorique.	pratique *sans tenir compte du glissement.*
			mm			
6,5	588		200	109	70,5	
8,5	449	320	"	142,5	53,9	38,4
10,5	364		"	176	43,7	
12,5	305		"	209	36,6	
14,5	263	240	"	182	31,6	28,8
16,5	231		"	207	27,7	
18,5	206		"	155	24,7	
20,5	186	160	"	172	22,3	19,2
22,5	169		"	188,5	20,3	
25	153		"	205	18,4	

Les chiffres auxquels nous nous sommes arrêté, et qui sont donnés par le tableau II ci-contre, résultent uniquement d'essais pratiques en dehors de toute théorie. Les nombres de tours réels et les avances réelles sont ceux qui ont été effectivement relevés. Ils ne diffèrent des nombres de tours nominaux, et des avances nominales, que par suite du glissement des courroies.

Pour éviter toute personnalité, nous désignerons les types divers d'outil par les lettres A, B, C, ... Les constructeurs de machines-outils sont, en effet, représentés dans notre atelier par des machines d'âge variable, et qui ne sont pas toujours leurs types modernes de fabrication.

Nous ajoutons aux chiffres relatifs aux outils mus par courroie les résultats d'essais de forages muraux, conduits chacun par un moteur électrique. Sur ces outils, achetés après les autres, nous avions volontairement augmenté beaucoup la plus grande avance, afin de nous rendre compte des résultats que l'on obtiendrait.

La pénétration nominale par minute, $P = NA$, et la pénétration réelle, $P' = N'A'$, *le glissement de courroies déduit,* sont données par le tableau III ci-après (p. 205).

DIAMÈTRE des forets.	FORAGE DOU (6 outils)				FORAGES RADIAUX (10 outils) à trois vitesses.					FORAGES MURAUX (4 outils) à deux vitesses.					DIAMÈTRE DES FORETS.
	NOMBRE de tours		AVANC par tou		NOMBRE de tours		AVANCE par tour		VITESSE circonférentielle réelle de l'outil.	NOMBRE de tours		AVANCE par tour		VITESSE circonférentielle réelle de l'outil.	
	nominal.	réel.	nominale.		nominal.	réel.	nominale.	réelle.		nominal.	réel.	nominale.	réelle.		
D.	N.	N'.	A.		N.	N'.	A.	A'.	V.	N.	N'.	A.	A'.	V.	D.
6	150	150	0,244	(	278	258	0,244	0,239	81	289	288	0,35	(0,276)	90,4	6
8	"	"	0,244	(	"	258	0,244	(0,233)	108	"	288	"	0,268	120,5	8
10	"	"	0,244	(	"	257	0,244	(0,222)	135	"	268	"	0,259	140	10
12	"	"	0,244	(	203	192	0,244	(0,223)	127,5	"	258	"	0,250	162	12
14	"	"	0,244	(	"	192	0,244	0,196	149	170	123	0,045	0,183	90,2	14
16	"	"	0,244	(	"	(198)	0,131	0,129	175	"	117	0,245	(0,177)	98	16
18	"	"	0,244	(	"	(198)	0,131	0,129	197,5	"	117	0,245	0,169	110	18
20	"	"	0,188	(	"	192	0,131	0,120	212,5	"	136	0,14	(0,126)	142	20
22	"	149,5	0,188	(	"	(186)	0,131	0,112	234	"	132	0,14	0,121	151,5	22
24	"	149	0,188	(	"	177	0,131	0,099	255	"	138	0,14	0,113	173	24
26	"	149	0,122	(	128	119	0,131	(0,099)	162	"	"	"	"	"	26
28	"	148,5	0,122	(	128	118	0,131	(0,079)	173	"	"	"	"	"	28
30	"	148	0,122	(	128	117	0,131	(0,059)	183	"	"	"	"	"	30
Diamètre maximum percé.	30				30										

Observations. — 1° Tous ces chiffonnement de deux ans. Pour les radiaux, de treize mois. Les chiffres entre parenthèses sont douteux.

2° Il convient de noter que lex de 26, 28 et 30, exceptionnels dans nos travaux, résultent seulement de quelques essais.

3° On voit que, pour une avan De même, pour un même diamètre, le glissement pour 100 augmente très vite quand on augmente l'a

4° L'avance par tour des petit

5° Les forages muraux venai

TABLEAU III. — *Pénétrations par minute.*

DIAMÈTRE des forets.	MACHINE A UNE SEULE VITESSE.										MACHINE à trois vitesses.		MACHINE à deux vitesses.		DIAMÈTRE des forets.
	FORAGE DOUBLE A		FORAGE DOUBLE B		FORAGE DOUBLE C		FORAGE DOUBLE D		PETITS FORAGES DOUBLES E		FORAGES RADIAUX		FORAGES MURAUX		
	pénétration nominale.	pénétration réelle.	pénétration nominale.	pénétration réelle.	pénétration nominale.	pénétration réelle.	pénétration nominale.	pénétration réelle.	pénétration nominale.	pénétration réelle.	pénétration nominale.	pénétration réelle.	pénétration nominale.	pénétration réelle.	
D.	P = NA.	P' = N'A'.	P = NA.	P' = N'A'.	P = NA.	P' = N'A'.	P = NA.	P' = N'A'.	P = NA.	P' = N'A'.	P = NA.	P' = N'A'.	P = NA.	P' = N'A'.	D.
6	36,6	35,2	50,4	46,1	43,6	42,6	47,2	44,7	29,7	29,2	67,5	61,7	102,0	79,4	6
8	"	34,8	"	45,3	"	42,6	"	43,8	"	29,2	"	60	"	77,1	8
10	"	33,9	"	43	"	42,4	"	42,8	"	29,2	"	57	"	69,5	10
12	"	32,5	"	40,8	"	41,6	"	42,5	"	26,9	47,4	42,8	"	64,4	12
14	"	31,6	36,0	32,6	"	35,7	"	40	"	25,8	"	37,6	41,5	22,5	14
16	"	30,9	"	(29,5)	27,0	(25,5)	27,2	(25,5)	"	23,0	25,4	24,8	41,5	20,7	16
18	"	28,2	"	27,6	"	(25,0)	"	(24,8)	"	"	"	24,8	41,5	19,75	18
20	28,2	(22,8)	26,0	25,2	"	23,9	"	23,5	"	"	"	23	23,8	17,1	20
22	"	20,2	"	(21,1)	"	23	"	(23,0)	"	"	"	20,8	23,8	15,95	22
24	"	20,1	"	20,1	"	22,2	"	21,8	"	"	"	17,5	23,8	15,6	24
26	18,3	14,5	serrage à la main		16,8	13,7	15,5	14,7	"	"	16,8	(11,8)	"	"	26
28	"	13,8			"	(13,3)	"	(14,3)	"	"	"	(9,3)	"	"	28
30	"	13,2			"	12,6	"	13,9	"	"	"	6,9	"	"	30

En laissant de côté les petits forages doubles E, qui ne percent pas au delà de 16mm, et dont l'avance par tour est insuffisante, nous obtenons les moyennes suivantes pour les forages doubles à une seule vitesse A, B, C, D :

TABLEAU IV. — *Résultat moyen des forages à une seule vitesse.*

DIAMÈTRE des forets.	AVANCE PAR TOUR MOYENNE.			PÉNÉTRATION MOYENNE PAR MINUTE.		
	Nominale.	Réelle.	Pertes pour 100 dues aux glissements	Nominale.	Réelle.	Pertes pour 100 dues aux glissements.
6	0,257	0,246	4,28	44,4	42,1	5,2
8	"	0,243	5,45	"	41,6	6,3
10	"	0,239	7	"	40,5	8,8
12	"	0,234	8,95	"	39,3	11,5
14	0,247	0,215	13	40,3	35	12,4
16	0,186	0,165	11,3	31,7	27,8	12,3
18	0,186	0,156	16,1	31,7	26,4	16,7
20	0,172	0,141	18	27,1	23,8	12,2
22	0,1585	0,131	17,4	27,1	21,8	19,6
24	0,1585	0,125	21,2	27,1	21	22,5
26	0,100	0,087	13	16,9	14,3	15,4
28	0,100	0,084	16	16,9	13,8	18,3
30	0,100	0,081	19	16,9	13,2	22

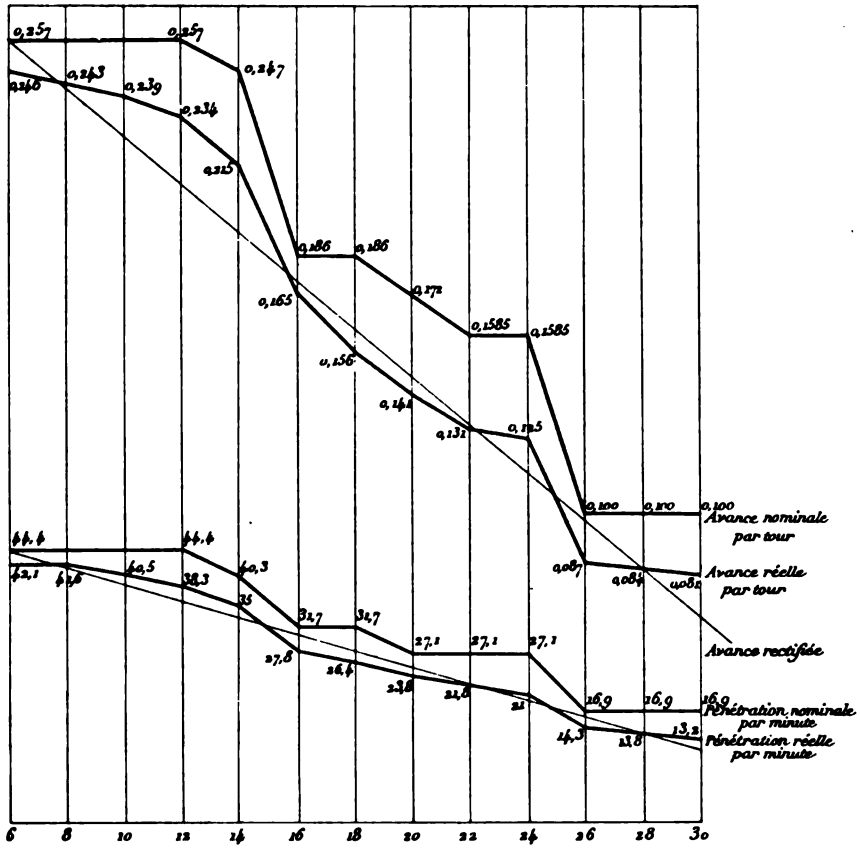
Les résultats des tableaux sont portés en courbe (*fig.* 1 et *fig.* 2).

Les forages à une seule vitesse ont des vitesses circonférentielles trop faibles aux petites vitesses, trop fortes aux grandes. On est obligé, pour certains, de diminuer les avances des forets de grand diamètre, en faisant le serrage à la main, pour ne pas avoir de rupture de forets, ce qui diminue le travail produit.

L'avance par tour rectifiée rentre dans la formule $A \times 0,308 - 0,008 D$.

La pénétration réelle par minute est un peu supérieure à celle qui résulte du tableau de M. Maugas, sauf pour le foret de 16.

Fig. 1.



Forages à une seule vitesse.

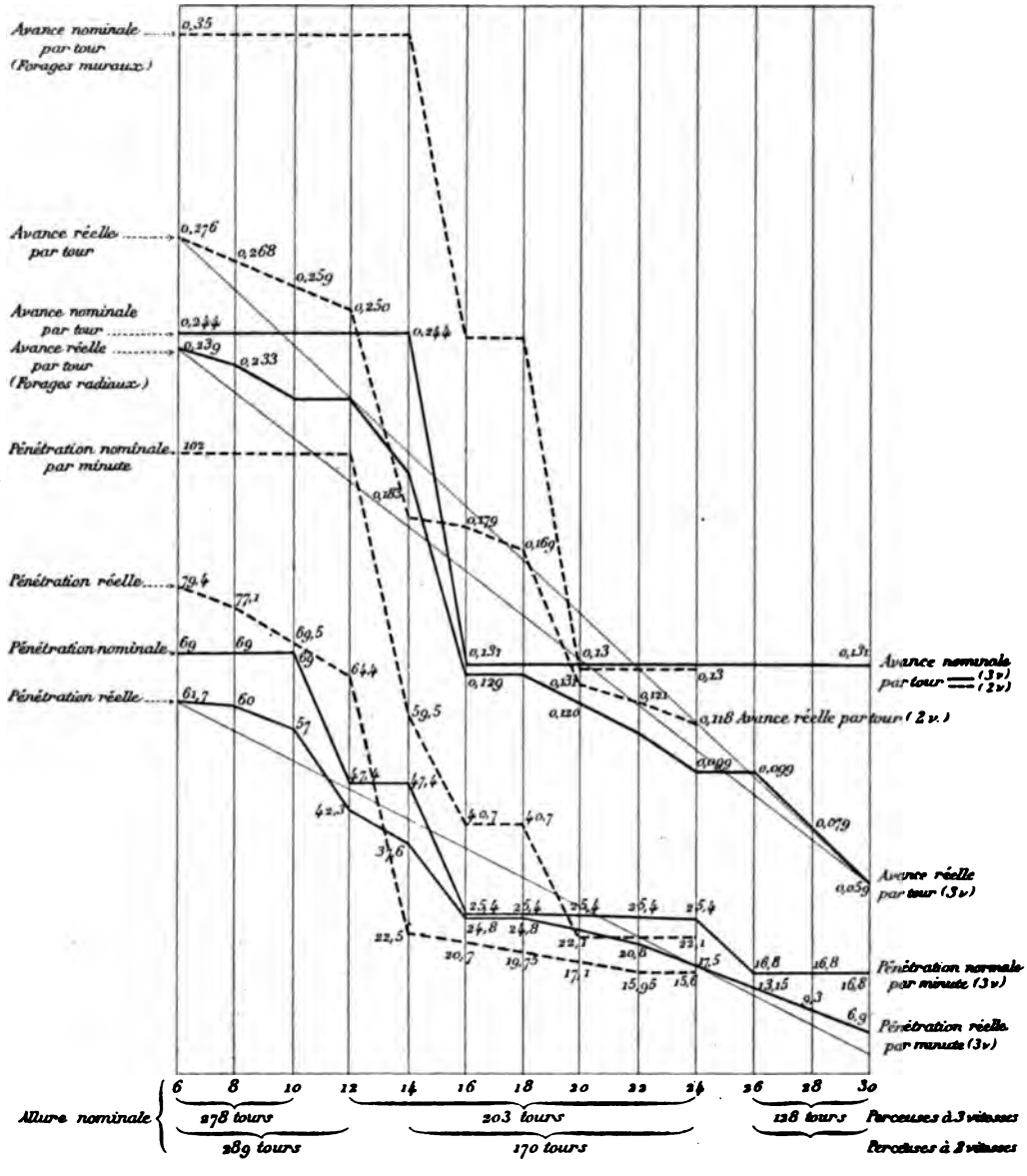
La production des forages à trois et à deux vitesses est très supérieure à celle des forages à une seule vitesse, pour les petits diamètres. La pénétration jusqu'aux forets de 14 inclus pour les premiers, de 12 inclus pour les seconds, est très sensiblement supérieure à celle du tableau de M. Maugas; les avances et le nombre de tours de ceux que nous possédons ne sont d'ailleurs pas réglés de la manière qui donnerait le meilleur rendement. Il faudrait :

1° Avoir une avance intermédiaire entre 0,244 et 0,131 pour les forages à trois vitesses;

2° Remplacer la vitesse de 170 par deux vitesses, l'une de 200 tours pour forets de 14, 16, 18, l'autre de 140 tours pour forets de 20, 22, 24, pour les forages à deux vitesses.

Les forages muraux, qui sont de petites dimensions, ont d'ailleurs des glissements exagérés.

Fig. 2.



Forages à trois vitesses ——— (Radiaux, conduits par courroie.)

Id. à deux vitesses ---------- (Muraux, moteur électrique.)

Le relevé de l'énergie dépensée pour les forages muraux donne les chiffres suivants :

DIAMÈTRES.	PÉNÉTRATION RÉELLE par minute relevée.	WATTS	
		totaux.	utiles.
	mm mm		
6	79 à 94	1120	310
8	77 à 88	1240	430
10	69,5 à 82	1240	430
12	64,4 à 75	1320	510
14	22,5 à 27,8	1334	524
16	20,6 à 25,3	1228	478
18	19,75 à 24,3	1344	534
20	17,1 à 17,2	1404	594
22	15,95 à 16,15	1352	542
24	15,6	1404	594
à vide		810	"

Ces chiffres semblent confirmer les résultats généraux des expériences; ils montrent qu'il y a avantage, au point de vue de la constance de la puissance dépensée, à employer des avances allant en décroissant lorsque le diamètre augmente.

Conclusions.

Les outils à une seule vitesse ne sont pas bons pour le perçage des trous de tous les diamètres.

Si l'on a un atelier assez important, comportant des outils à une seule vitesse, il convient de spécialiser ces outils, et d'en employer une partie marchant plus vite au perçage exclusif des petits trous. La solution à laquelle nous donnons de beaucoup la préférence, et qui s'applique à tous les ateliers, importants ou non, est celle qui permet de pouvoir mettre n'importe quelle pièce à percer sous un quelconque des outils, sans spécialiser ceux-ci.

Dans ce cas, on devra employer des machines à trois vitesses, ayant pour le serrage un cône à deux poulies, ce qui donne six avances. Les avances trop grandes, de même que les vitesses circonférentielles trop grandes, donnant lieu à des glissements trop considérables, les données suivantes nous semblent convenir pour les travaux courants :

DIAMÈTRE des forets.	NOMBRE de tours réels.	VITESSE circonférentielle réelle.	AVANCE PAR TOUR nominale.	GLISSEMENT probable approximatif.	AVANCE par tour réelle probable, glissement déduit.	PÉNÉTRATION réelle probable par minute.
6	280	mm 88	petite avance : 0,25	3	0,242	67,8
8	"	117		5	0,237	66,4
10	"	146,5		8	0,230	64,5
12	210	132	grande avance : 0,27	10	0,243	51
14	"	154	petite avance : 0,1875	8	0,172	36,1
16	"	176		11	0,167	35
18	140	132	grande avance : 0,18	13	0,156	21,8
20	"	147		16	0,151	21,1
22	"	161	petite avance : 0,125	13	0,108	15,1
24	"	176		16	0,104	14,5

Pour percer au-dessus de 24, il serait bon d'ajouter une quatrième vitesse.

Ces données s'appliquent au perçage des tôles d'acier d'épaisseur courante, c'est-à-dire ayant, en général, une épaisseur moindre que le diamètre du foret, ce qui est le cas ordinaire. La qualité du métal est la qualité ordinairement employée dans nos travaux (charge de rupture : 40^{kg} à 50^{kg}).

On voit que les chiffres que nous préconisons comportent un serrage par tour notablement plus fort que celui indiqué par la note de M. Maugas, et pour lequel on n'a compté aucun glissement. En revanche, la vitesse circonférentielle des outils est moins grande.

Finalement, la pénétration pratique par minute serait supérieure à celle qui résulterait des chiffres de M. Maugas.

On peut attirer aussi l'attention des constructeurs sur les glissements considérables qui se produisent, quand on pousse un peu les outils. Il conviendrait d'augmenter notablement la largeur des courroies qui conduisent le mécanisme d'avance, et, quelquefois aussi, celle des courroies venant de la ligne d'arbres.

Nota. — Nous ferons observer que les nombres de tours préconisés par différents constructeurs américains, que nous avons consultés à l'Exposition de 1900, conduisent à des vitesses circonférentielles de 100^{mm} seulement. Ils emploient également de fortes avances.

Voici, par exemple, le tableau qui nous a été remis par l'un d'eux :

DIAMÈTRE DU FORET.	NOMBRE DE TOURS par minute.	VITESSE circonférentielle.	PÉNÉTRATION par minute.
		mm	mm
3	648	102	64
5	480	125,5	60
7	324	119	54
8	270	112,5	45
10	228	119,5	38
11	180	103,5	45
13	152	103	38
16	128	107	32
19	108	107	27
23	92	110	23
26	72	98	18
29	68	103	17
32	64	106,5	16

STABILITÉ, ET AIRE DE LA SURFACE DÉVELOPPÉE.

MÉTHODE PUREMENT ANALYTIQUE,

PROPOSÉE POUR LE CALCUL DES CENTRES DE CARÈNE D'UN NAVIRE INCLINÉ,
ET DE L'AIRE DE LA SURFACE DÉVELOPPÉE,

PAR M. VAN MEERTEN,
Ingénieur de la Marine Hollandaise, en retraite.

But de la méthode. — Le but de la méthode est de rendre l'opérateur indépendant de l'exactitude des dessins et de son adresse à mesurer les coordonnées, en substituant des méthodes analytiques aux méthodes graphiques.

Nous supposons la forme du navire déterminée par une série d'ordonnées; en général, $y=f(x, z)$; dans notre cas spécial, $y_{mn}=f(x_m, z_n)$, dans laquelle m et n prennent les valeurs successives de 0, 1, 2, ...

Bases de la méthode. — Outre la méthode des moments statiques, nous appliquerons le système des coordonnées polaires, et, pour le calcul, la règle d'interpolation du célèbre Lagrange; celle de Newton étant un cas particulier de celle de Lagrange, nous n'avons qu'à considérer celle-ci.

Règle de Lagrange. — Soit $u=f(x)$; les valeurs de $u_0, u_1, u_2, \ldots$ étant données pour les valeurs correspondantes de $x_0, x_1, x_2, \ldots$, on aura

$$u=\frac{(x-x_1)(x-x_2)\ldots(x-x_n)}{(x_0-x_1)(x_0-x_2)\ldots(x_0-x_n)}u_0+\frac{(x-x_0)(x-x_2)\ldots(x-x_n)}{(x_1-x_n)(x_1-x_2)\ldots(x_1-x_n)}u_1+\ldots$$
$$+\frac{(x-x_0)(x-x_1)\ldots(x-x_{n-1})}{(x_n-x_0)(x_n-x_1)\ldots(x_n-x_{n-1})}u_n.$$

Mais voici la clef de la méthode proposée : on a inversement

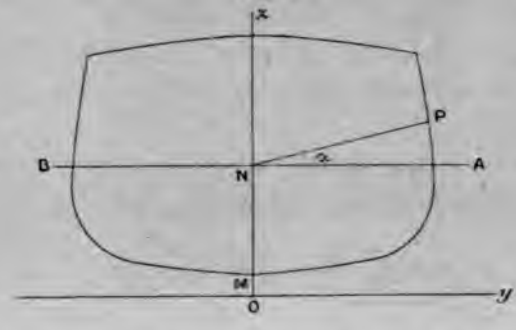
$$x=\frac{(u-u_1)(u-u_2)\ldots(u-u_n)}{(u_0-u_1)(u_0-u_2)\ldots(u_0-u_n)}x_1+\frac{(u-u_0)(u-u_2)\ldots(u-u_n)}{(u_1-u_0)(u_1-u_2)\ldots(u_1-u_n)}x_1+\ldots$$
$$+\frac{(u-u_0)(u-u_1)\ldots(u-u_{n-1})}{(u_n-u_0)(u_n-u_1)\ldots(u_n-u_{n-1})}x_n.$$

En d'autres termes, avec la règle de Lagrange, on peut intervertir les variables dépendantes et indépendantes.

Théorie du calcul. — Considérons (*fig.* 1) une section verticale quelconque, dont l'ordonnée x est égale à $m\,\Delta x$.

Soit O l'origine des coordonnées; pour faciliter le calcul, nous choisissons ce point au-dessous du point le plus bas du navire. Soient ANB une flottaison

Fig. 1.



horizontale de hauteur arbitraire, NP une demi-flottaison inclinée passant par le point N, dont l'ordonnée est égale à $n\,\Delta z$; l'ordonnée du point P sera $p\,\Delta z$ et l'abscisse correspondante y_{mp}. L'angle d'inclinaison de la flottaison oblique sera désigné par α. Il est clair que

$$(1) \qquad \alpha = \text{arc tang}\,\frac{z_p - z_n}{y_p};$$

NP, que nous désignerons par ρ, sera calculé par la formule

$$(2) \qquad \left\{\begin{array}{ll} & \rho = \dfrac{y_p}{\cos\alpha}, \\ \text{ou par la formule} & \rho = \dfrac{z_p - z_n}{\sin\alpha}, \\ \text{ou encore} & \rho = \sqrt{y_p^2 + (z_p - z_n)^2}. \end{array}\right.$$

Pour une série de valeurs de $p = 0, 1, 2, \ldots$, c'est-à-dire pour une série de valeurs de $z_p = 0, \Delta z, 2\Delta z, \ldots$, et les valeurs correspondantes de $y_p = y_0, y_1, y_2, \ldots$, calculons les valeurs correspondantes de α et de ρ; nous aurons une série de valeurs de α, soit $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \ldots$ et une autre de ρ, soit $\rho_0, \rho_1, \rho_2, \ldots$.

Avec l'aide de la règle de Lagrange, nous pouvons maintenant exprimer ρ en fonction de α. Soit

$$(3) \qquad \rho = F(\alpha),$$

ce qui constitue la formule du périmètre de la section en coordonnées polaires.

Nous aurons :

1° Pour le périmètre rectifié depuis le point M, ou fond de carène.

jusqu'au point P, désigné par le symbole c,

$$c = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\alpha} \rho \, d\alpha; \tag{4}$$

2° Pour la surface MAPN, l'aire, que nous désignerons par a, sera

$$a = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\alpha} \frac{\rho^2}{2} d\alpha; \tag{5}$$

3° Pour cette même surface MAPN, le moment statique vertical par rapport à l'axe des y, que nous désignerons par m_v, sera

$$m_v = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\alpha} \left(z_n - \frac{\rho}{3} \sin\alpha\right) \frac{\rho^2}{2} d\alpha; \tag{6}$$

4° Le moment horizontal, par rapport à l'axe de symétrie, de la surface MAPN, que nous désignerons par m_h, sera

$$m_h = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\alpha} \frac{\rho^3}{6} \cos\alpha \, d\alpha. \tag{7}$$

Tenant compte de la circonstance que ρ est une fonction algébrique polynome, dont l'exposant est un nombre entier, nous en concluons que les formules (4) à (7) sont toutes intégrables. Les équations (4) et (5) sont directement intégrables; dans les équations (6) et (7), on peut réduire l'exposant des termes du polynome par une intégration par parties, répétée jusqu'à ce que l'on obtienne une forme directement intégrable.

Il est clair que l'on pourrait aussi calculer $\frac{\left(z_n - \frac{\rho}{3}\sin\alpha\right)\rho^2}{2}$ et $\frac{\rho^3}{6}\cos\alpha$ pour un certain nombre de stations, en égalant successivement α dans l'équation (3) à o, $\Delta\alpha$, $2\Delta\alpha$, ..., et en substituant les valeurs de ρ ainsi obtenues et les valeurs correspondantes de α dans ces deux expressions. Puis avec l'aide de la règle des trapèzes ou d'une des règles de Simpson, on pourrait intégrer ces deux expressions par rapport à $d\alpha$ entre les limites données.

Mais nous préférerions la méthode de l'intégration directe, parce que, quoique la réduction des expressions soit un peu laborieuse, elle mène directement au but.

Considérons maintenant en particulier l'équation (4); il est clair qu'elle conduit directement au but, c'est-à-dire à la rectification du périmètre de la section. Elle peut servir pour calculer la longueur des cornières de membrure, la longueur de la partie immergée de la section, etc.

Passons aux trois autres équations (5) à (7). Supposons que les valeurs

de a, m_v et m_h ont été calculées pour une série de valeurs de $\alpha = 0$, $\Delta\alpha$, $2\Delta\alpha$, ...

Répétons ces calculs pour un certain nombre de sections verticales, dont l'ordonnée x est successivement égale à 0, Δx, $2\Delta x$, ..., le tirant d'eau restant toujours égal à $n\Delta z$.

A l'aide de la règle des trapèzes ou d'une des règles de Simpson, calculons maintenant les déplacements et les moments verticaux et horizontaux du demi-navire au tirant d'eau $n\Delta z$, et incliné successivement de l'angle

$$-\frac{\pi}{2}, \quad \ldots, \quad -2\Delta\alpha, \quad -\Delta\alpha, \quad 0, \quad \Delta\alpha, \quad 2\Delta\alpha, \quad \ldots, \quad \frac{\pi}{2}.$$

Ajoutant les déplacements et les moments du demi-navire incliné de $\Delta\alpha$, $2\Delta\alpha$, $3\Delta\alpha$, ..., à ceux du demi-navire incliné de $-\Delta\alpha$, $-2\Delta\alpha$, $-3\Delta\alpha$, nous aurons les déplacements et moments verticaux et horizontaux du navire entier incliné successivement d'un angle α égal à $\Delta\alpha$, $2\Delta\alpha$, $3\Delta\alpha$, ..., avec une ordonnée égale à $n\Delta z$ pour le point de rencontre de la flottaison inclinée avec la projection du diamètre.

Répétons cette série de calculs pour $n = 0, 1, 2, \ldots$; appelons les déplacements et les moments verticaux et horizontaux W_{nq}, M_{vnq} et M_{hnq}, dans lesquels n indique, comme il a déjà été expliqué, la hauteur de l'intersection de la flottaison avec le plan de symétrie, et q est l'indice de l'angle d'inclinaison; ainsi, par exemple, W_{nq} signifie le déplacement du navire entier à un tirant d'eau $n\Delta z$ au milieu, et à l'inclinaison $q\Delta\alpha$.

Calculons maintenant avec la règle de Lagrange

$$(8) \qquad z = f(W_1), \quad z = f(W_2), \quad z = f(W_3), \quad \ldots,$$

c'est-à-dire cherchons la valeur de z en fonction de W_1, W_2, W_3, ..., ou des déplacements du navire incliné de $\Delta\alpha$, $2\Delta\alpha$, $3\Delta\alpha$, ... Égalons dans ces équations W_1, W_2, W_3, ... à W_{00}, W_{10}, W_{20}, ..., c'est-à-dire aux déplacements du navire droit aux tirants d'eau successifs de $z = 0$, Δz, $2\Delta z$, ..., les z résultants indiqueront la hauteur du point d'intersection de la flottaison corrigée avec la projection du plan de symétrie. Cette flottaison corrigée est maintenant parfaitement déterminée. Nous savons de combien la flottaison monte ou descend quand le navire s'incline en conservant son déplacement primitif de la position droite.

Cherchons encore par la règle de Lagrange les fonctions

$$(9) \qquad M_{v1} = \Phi(z), \quad M_{v2} = \Phi(z), \quad M_{v3} = \Phi(z), \quad \ldots$$

et

$$(10) \qquad M_{h1} = X(z), \quad M_{h2} = X(z), \quad M_{h3} = X(z), \quad \ldots.$$

Égalons dans ces équations z aux valeurs de z pour les flottaisons corrigées, et nous obtiendrons les valeurs correspondantes de M_v et M_h, c'est-à-dire les

moments verticaux et horizontaux des volumes déplacés, égaux aux volumes déplacés par le navire droit, pour les valeurs successives de $z = 0$, Δz, $2\Delta z$, ... et de $\alpha = 0$, $\Delta\alpha$, $2\Delta\alpha$, ..., ou, en d'autres termes, du navire à divers tirants d'eau et à diverses inclinaisons.

Une simple division de ces moments verticaux et horizontaux par les déplacements correspondants nous donnera les coordonnées des centres de carène successifs.

De nouveau encore la règle de Lagrange nous permet d'exprimer ces coordonnées en fonction de α, et nous donne aussi la formule de la courbe des centres de carène projetée, c'est-à-dire y en fonction de z. La développée métacentrique se déduit facilement de cette dernière.

Remarques. — L'application de la règle de Lagrange est une opération laborieuse, surtout avec un grand nombre de stations; il est convenable de réduire autant que possible le nombre de stations; cependant, afin de ne pas nuire à l'exactitude du calcul, un choix judicieux des stations sera nécessaire; on multipliera les stations dans les régions où la courbure est accentuée, on les espacera là où le rayon du cercle osculateur est grand. Puis, pour éviter une répétition exagérée de l'application de cette règle, on fera bien de combiner l'usage des règles de Simpson avec le nombre minimum de stations pour les sections verticales. Je conseillerais même l'usage des règles publiées par MM. Dudebout et Pollard, qui sont une extension de celles de Simpson, c'est-à-dire l'application de son système à des paraboles d'un degré supérieur à 3.

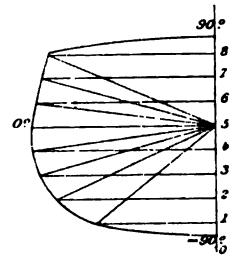
La base du calcul a été la détermination de la fonction en coordonnées polaires du contour d'une section verticale; il est clair qu'il faudra partager la section en deux parties distinctes, c'est-à-dire l'une correspondant à la muraille du navire, l'autre au pont. La section verticale du pont est, en général, un cercle, ou plutôt, si l'on tient compte des procédés usuels pour tracer les barrots, une parabole. Pour cette raison, et aussi pour faciliter les calculs, il est convenable de prendre une parabole. On sait encore que, selon le *Veritas*, le bouge du barrot est $0{,}02 \times$ longueur; selon le *Lloyd anglais*, $\frac{1}{40} \times$ longueur du barrot. Ces données suffisent pour déterminer la forme du pont.

Ce qui précède suffit pour calculer la longueur des cornières de membrure, le périmètre mouillé de la section, mais non pour calculer l'aire de la muraille ou la surface mouillée. Il nous faut encore la rectification des lignes d'eau. Mais rien ne nous empêche de calculer, comme nous venons de le faire pour les longueurs des sections verticales, celles des sections horizontales. La moyenne des longueurs des lignes d'eau de la partie du navire considérée, multipliée par la moyenne des longueurs des sections verticales, donnera l'aire de la surface considérée avec une exactitude amplement suffisante

pour le but du constructeur, et certainement avec une exactitude bien supérieure aux *thumb rules* proposées çà et là, et dont la plupart sont basées sur la supposition tout à fait erronée que l'aire développée de la surface de la coque est dans un rapport plus ou moins déterminé avec la quantité $W^{\frac{2}{3}}$, supposition qui n'est justifiée qu'avec des formes semblables.

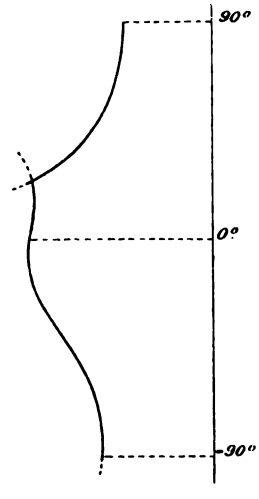
Dès le début nous nous sommes proposé de remplacer les méthodes graphiques par des méthodes analytiques. Cependant, cela ne veut pas dire que les dessins ne peuvent nous aider dans notre travail, bien au contraire. Si, par exemple, la figure 2 représente un couple, et si nous traçons en coor-

Fig. 2.



données rectangulaires ρ en fonction de α (*fig.* 3), nous verrons que la partie inférieure de la ligne est une courbe du quatrième degré; cela indique que

Fig. 3.



nous devons prendre au moins 5 ordonnées pour calculer la courbe demandée. Les maxima et minima de la courbe sont voisins des ordonnées de 15°, — 15° et — 90°, ce qui coïncide à peu près avec les lignes d'eau de 7,3 et celle qui passe par le point d'intersection du couple avec le plan de symétrie.

Voilà trois points que nous aurons soin de faire entrer dans notre équation; nous ferons de même pour le point d'intersection de la muraille avec le pont, et celui de la flottaison, qui sont des points principaux de la figure, que l'on fera bien de choisir pour ordonnées.

Des croquis, qui n'ont pas besoin d'une grande exactitude, nous aideront à nous faire une idée de la courbe, et à faire un choix judicieux d'ordonnées.

Conclusion. — C'est avec une extrême hésitation que je présente ce mémoire, parce que je suis obligé de reconnaître que la méthode proposée, quoique théoriquement correcte, a de graves inconvénients dans la pratique. Les calculs sont d'une grande longueur. J'aurais été heureux de joindre à l'exposé de cette méthode un exemple numérique; le temps ne m'a pas permis de le faire, et je me suis décidé à présenter ce mémoire en reconnaissant franchement sa valeur purement théorique.

J'ai en vain cherché une méthode qui, en appliquant la méthode des séries convergentes, permît de pousser l'exactitude aussi loin que l'on voudra en ajoutant des termes; la règle de Lagrange détermine d'avance, par le choix des ordonnées, l'exactitude du calcul; en l'employant, on ne peut plus ni augmenter l'exactitude ni l'amoindrir, et, comme nous venons de le voir, le choix du nombre et de la situation des ordonnées est déterminé par le degré de la fonction.

Mais une étude en amène une autre; peut-être des membres de l'Association, plus versés dans les mathématiques que moi, parviendront-ils à exprimer ρ en fonction de α par une série convergente, déduite des ordonnées de la forme extérieure d'un flotteur.

APPLICATION DES TURBINES A VAPEUR

A LA PROPULSION DES NAVIRES,

PAR M. A. RATEAU,
Ingénieur des Mines.

Quand, sur l'invitation de M. le Secrétaire général, j'ai accepté l'honneur de présenter une communication sur l'application des turbines à vapeur à la propulsion des navires, j'espérais pouvoir donner aujourd'hui des résultats expérimentaux précis sur le torpilleur à turbine de notre système, qui est en construction en France; mais il nous a fallu plus de temps que je ne l'avais prévu pour achever de mettre au point le moteur, et ce n'est que dans quelques semaines que nous pourrons avoir les premiers chiffres intéressants.

Je dois dire cependant que, déjà l'année dernière, nous sommes sortis en mer avec ce torpilleur, et que la première impression a été bonne. Il y a tout lieu d'espérer que nous réussirons dans la tentative que nous avons entreprise. Nous avons été arrêtés un moment par une difficulté de détail, complètement résolue aujourd'hui : l'entraînement au condenseur d'huile provenant d'un palier spécial, formant garniture étanche autour de l'arbre à la sortie du corps de la turbine. Par une disposition nouvelle, nous avons écarté complètement cet inconvénient, et, comme je le disais, les essais seront repris très prochainement. Un autre navire, muni également de turbines à vapeur, sera achevé dans quelques mois, et les expériences auxquelles il donnera lieu viendront compléter celles du torpilleur 243. Elles permettront d'éclairer pour nous complètement cette question de la propulsion des navires à grande vitesse par turbines à vapeur.

Je n'ai pas besoin de rappeler, dans cet ordre d'idées, les applications bien connues faites en Angleterre par l'Honorable C.-A. Parsons, applications qui paraissent avoir affirmé le succès de ce mode de propulsion. Nous n'avons pas d'extraits suffisamment précis des résultats relevés au cours des essais de M. Parsons pour comparer utilement sa turbine aux machines à pistons.

Mais l'on peut, d'une manière générale, discuter les avantages et les in-

convénients des deux sortes de machines, et c'est ce que je me propose de faire dans cette communication. Ma conclusion sera que, si les turbines à vapeur ne sont pas capables de rivaliser avec les machines à pistons dans toutes leurs applications à la propulsion des navires, elles offrent cependant des avantages incontestables pour les grandes vitesses au delà de 20 nœuds environ [1].

Il y a, du reste, assez longtemps que l'on s'est préoccupé de cette application possible des turbines à vapeur. Qu'il me soit permis de dire que moi-même j'avais projeté, il y a déjà dix ans, plusieurs années avant l'apparition du bateau *Turbinia*, un torpilleur à turbine devant filer 30 nœuds. Si mes idées sont alors restées à l'état de projet, c'est parce qu'un essai aurait été coûteux, et que je ne pensais pas pouvoir trouver les éléments matériels nécessaires pour le réaliser.

Dans cette étude sommaire j'examinerai successivement les points de vue principaux que l'on peut envisager au sujet des turbines à vapeur, savoir : rendement propre de ce genre de moteur, accouplement avec les hélices, poids et encombrement, conduite de la machine, réparations plus ou moins faciles, solidité, vibrations, effet giroscopique, marche arrière et arrêt; enfin, marche à petite vitesse.

Auparavant, je donnerai une description sommaire du système que j'ai combiné en collaboration avec les ateliers Sautter-Harlé, afin de pouvoir, au fur et à mesure de notre étude, en discuter les avantages et les inconvénients.

1. *Description de notre turbine multicellulaire.* — Dans la turbine multicellulaire que nous avons étudiée, nous nous sommes surtout préoccupés de satisfaire à trois conditions principales :

1° Rendement mécanique élevé, avec une vitesse angulaire aussi faible que possible;

2° Beaucoup de jeu entre les parties mobiles et les pièces fixes, afin que les usures des coussinets ou les flexions de l'arbre ne puissent occasionner des frottements destructeurs;

3° Enfin, grande légèreté de l'ensemble, et plus spécialement des pièces rotatives, de manière à réduire ce que l'on appelle l'*effet giroscopique*.

Ce sont là les qualités que nous croyons nécessaires pour une machine vraiment industrielle.

La dernière condition, relative à l'effet giroscopique, n'a pas, il est vrai, d'intérêt pour les turbines à terre, mais elle a une certaine importance, ainsi que nous le verrons, pour les moteurs de bateaux, dont l'axe est parfois soumis à des déplacements angulaires rapides.

On sait que les turbines à vapeur, comme les turbines hydrauliques, peu-

---

[1] Cette limite n'a, bien entendu, rien d'absolu. Je ne la donne qu'à titre d'indication vague.

vent se classer en deux espèces différentes, suivant qu'elles fonctionnent par réaction ou par simple impulsion.

La turbine Parsons, ainsi que la turbine projetée jadis par Tournaire, il y a une cinquantaine d'années, est une turbine à réaction, tandis que notre turbine multicellulaire est une turbine d'impulsion, on dit encore : d'action.

Dans les turbines à réaction, la vapeur ne se détend que partiellement dans le distributeur; elle achève sa détente dans la roue mobile; celle-ci se trouve alors soumise à des pressions différentes sur ses deux faces. Il en résulte nécessairement une poussée longitudinale qu'il faut équilibrer. De plus, les différences de pression, qui existent aussi bien aux roues mobiles qu'aux distributeurs, exigent que l'on réduise à très peu de chose les jeux entre les roues mobiles et les parois fixes, jeux par lesquels la vapeur tend à fuir, sans traverser les aubes, et sans faire de travail utile.

On remarquera aussi qu'avec les turbines à réaction la distribution de la vapeur doit être faite sur toute la périphérie de la roue mobile. S'il en était autrement, la pression du fluide dans les canaux des aubes viendrait à varier, suivant que leurs déplacements les amèneraient en face des orifices du distributeur ou dans les intervalles séparant ces orifices; et ces pulsations de la pression auraient une influence très défavorable sur le rendement, à cause des tourbillonnements et des frottements qu'ils occasionneraient. L'injection ne peut donc être partielle, tandis que les turbines d'impulsion ou d'action, s'en accommodent fort bien. C'est un avantage assez sérieux pour ces dernières, car l'on peut ainsi proportionner très exactement la section de chaque distributeur à la pression et au volume de la vapeur à chaque roue mobile, sans pour cela compliquer la construction.

Dans la turbine d'action, la vapeur est entièrement détendue dans le distributeur. Elle n'agit sur la roue mobile que par sa vitesse. La roue tourne dans une enceinte où la pression est uniforme. La vapeur ne produit donc pas de poussée longitudinale sensible sur les parties mobiles, et il n'y a pas à prévoir de dispositif spécial pour l'équilibrage de cette poussée. Toutefois, dans le cas des turbines pour la propulsion des navires, on peut, pour soulager le palier de butée, équilibrer au moins partiellement la poussée des hélices, au moyen d'un tambour remplaçant une partie des roues mobiles.

La pression étant uniforme autour des roues, la vapeur n'a pas de tendance à fuir autour des aubes, et l'on peut admettre des jeux importants entre les pièces mobiles et les pièces fixes.

A cela nous ajouterons que les turbines d'action, pour la même chute de pression utilisée, donnent le rendement maximum, à une vitesse de rotation très notablement plus faible que dans le cas des turbines à réaction. On sait, en effet, qu'avec les premières le rendement maximum est obtenu, quand la vitesse linéaire d'entrée des aubes est égale à la moitié de la vitesse d'écoulement du fluide qui correspond à la chute de pression, tandis qu'avec les

secondes il faut élever cette vitesse linéaire jusqu'à 70 pour 100 environ de la vitesse du fluide.

La turbine de Laval, bien connue, est aussi une turbine d'impulsion, mais à une seule roue mobile. Avec une seule roue on ne peut, malgré une vitesse angulaire de rotation très grande, atteindre une vitesse tangentielle assez élevée, pour qu'on approche du point de rendement maximum, et, d'ailleurs, l'accouplement direct avec des hélices propulsives est, dans ce cas, tout à fait impossible. Il faudrait interposer des engrenages réducteurs de vitesse, ce qui, pour des puissances de plusieurs milliers de chevaux, n'est pas réalisable en pratique.

Nous pensons donc, d'après les considérations précédentes, que la turbine propulsive pour navires doit être une turbine d'action à roues multiples. Ce sont ces considérations qui nous ont conduits à imaginer notre système.

Les roues mobiles, calées en série sur l'arbre, à peu de distance l'une derrière l'autre, sont constituées par des ailettes cylindriques, en métal résistant et inoxydable, rivées sur la jante de disques en tôle d'acier mince emboutis; et ces ailettes sont maintenues à la périphérie par un ruban soudé. Ces roues, très solides quoique très légères, sont équilibrées à part à une vitesse très supérieure à la vitesse normale en marche.

Les aubes fixes des distributeurs sont logées dans des diaphragmes circulaires, encastrés à leur périphérie dans des rainures ménagées à l'intérieur de l'enveloppe de la turbine. Les différents diaphragmes sont intercalés entre les roues mobiles, en sorte que chacune de celles-ci tourne dans une chambre très plate. L'arbre traverse les diaphragmes dans des douilles avec peu de jeu. Sauf à cet endroit, les jeux entre la partie mobile et la partie fixe dépassent ordinairement 3^{mm}, et ils peuvent atteindre 5^{mm} à 6^{mm} sans aucun inconvénient. Ce n'est donc que dans les douilles des diaphragmes que l'on peut avoir des frottements entre la partie mobile et la partie fixe; et là il ne peut se produire aucune avarie, d'autant moins que les douilles sont faites en métal antifriction, qui s'écrase sous la pression de l'arbre, sans l'abîmer.

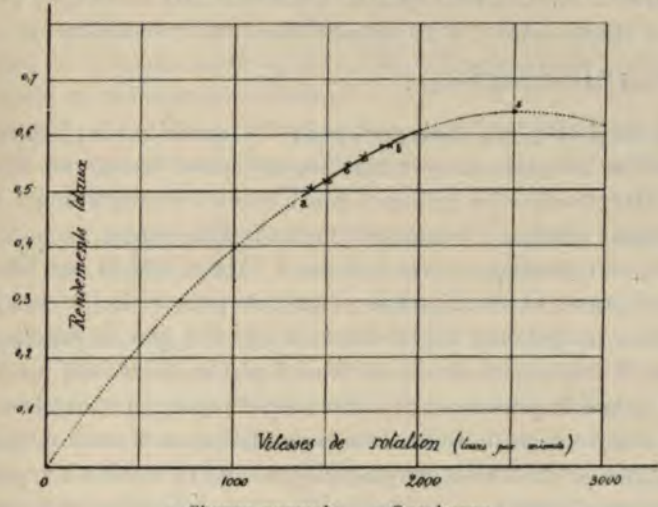
Les paliers sont, suivant les cas, ou intérieurs à la turbine ou complètement extérieurs. Nous les faisions tout d'abord intérieurs; mais, comme il est difficile alors d'éviter complètement tout entraînement d'huile au condenseur, nous préférons maintenant les mettre à l'extérieur. Un système particulier de garniture, que nous avons réussi à bien faire fonctionner, assure une étanchéité complète entre l'intérieur et l'extérieur.

Comme renseignement complémentaire, disons qu'une turbine de 1200^{ch} à 1800 tours par minute pèse au total 3500^{kg}, et qu'on pourrait, sans augmentation de poids, lui faire développer une puissance double. Le poids par cheval s'abaisserait ainsi à $1^{kg},5$ seulement. La partie tournante pèse 550^{kg}, dont 150^{kg} pour l'arbre.

2. *Rendement propre des turbines à vapeur.* — Dans mon rapport sur

les turbines à vapeur au Congrès international de Mécanique appliquée en 1900, j'annonçais que le rendement net, *c'est-à-dire le rapport entre la puissance effective donnée sur l'arbre et la puissance théoriquement disponible dans le courant de vapeur,* atteindrait environ 65 pour 100, et même qu'il ne serait pas impossible, pour des turbines de grande puissance, tournant relativement vite, d'atteindre 70 pour 100 de rendement net. Cette opinion, qui se fondait alors sur des considérations théoriques, appuyées par des expériences de poussée de vapeur sur des aubages fixes, est maintenant corroborée bien nettement par les résultats que nous avons obtenus avec des groupes de turbines accouplées à des moteurs électriques. Des expériences sur un groupe de 300^{chx} nous ont permis d'atteindre effectivement 58 pour 100 de rendement total (comprenant les pertes dans la turbine et dans la dynamo). Comme la dynamo a, dans ces conditions, un rendement de 94 pour 100 à peu près, il en résulte, pour la turbine, un rendement net de 62 pour 100. Mais ce rendement est obtenu à la vitesse de 1800 tours par minute seulement, tandis que la turbine peut aller à une vitesse beaucoup plus grande; et, en traçant la courbe du rendement en fonction de la vitesse (*fig.* 1), on

Fig. 1. — Turbine dynamo de 300^{chx}, à basse pression (Mines de Bruay).



• Charge normale. ◦ Surcharge.

voit que, à une vitesse suffisamment élevée, le rendement total atteindrait 64 pour 100, ce qui correspond, pour la turbine, à près de 70 pour 100; car le rendement de la dynamo tomberait alors à 92 pour 100 environ. Des expériences en cours d'exécution sur un groupe de 1800^{chx} donnent des résultats analogues, et même probablement meilleurs. Je puis donc affirmer aujourd'hui que l'on peut obtenir des turbines à vapeur les rendements que j'annonçais, savoir 65 pour 100 assez facilement, et 70 pour 100 dans le cas où la vitesse de rotation peut être suffisamment grande.

Nous avons aussi un autre chiffre qui peut nous être utile; c'est celui de la turbine Parsons de 1800^{ch}, qui fonctionne à la station centrale d'Elberfeld avec un alternateur à courant triphasé. Ce groupe a été, comme l'on sait, soumis à des expériences très soignées par les savants MM. Lindley, Schröter et Weber, qui, à la charge maximum de 1200 kilowatts, ont trouvé une consommation de $8^{kg},81$ de vapeur par kilowatt-heure, la pression moyenne absolue d'amont étant de $7^{kg},81$ par centimètre carré, la pression d'aval de $0^{kg},063$ et la température d'arrivée de vapeur de $189^{\circ},5$ (1). On calcule avec ces données que, la consommation théorique étant de $5^{kg},05$ par kilowatt-heure, le rendement total du groupe est de 57,3 pour 100, et comme l'alternateur a vraisemblablement un rendement voisin de 95 pour 100, la turbine aurait, elle, un rendement de 60 pour 100.

Si nous supposons, pour fixer les idées, un rendement de 65 pour 100, nous pouvons calculer quelle serait la consommation par cheval effectif sur l'arbre d'une turbine marchant à sa puissance et à sa vitesse normales. Prenons, par exemple, une pression d'amont de 12^{kg} par centimètre carré (pression absolue), et une pression d'aval de $0^{kg},15$ correspondant à un vide moyen de 65^{cm} de mercure. En consultant l'abaque des consommations théoriques que j'ai publié, on trouvera que la consommation théorique est de 4^{kg} de vapeur par cheval-heure; il en résulte donc une consommation effective de $\frac{4}{0,65} = 6^{kg},14$ par cheval-heure.

C'est un résultat que n'atteignent point les machines à pistons, du moins celles que l'on emploie dans la marine, car, dans la marche à toute puissance, la détente dans les cylindres ainsi que les étranglements aux orifices d'échappement réduisent très notablement le rendement.

Toutefois, cet avantage de la turbine à vapeur sur la machine à piston, avantage qui provient de ce qu'elle permet de pousser la détente jusqu'à son extrême limite, s'atténue rapidement, à mesure que la puissance fournie baisse, car le rendement de la machine à piston augmente jusqu'à un certain point quand la puissance diminue; tandis que, au contraire, celui de la turbine à vapeur décroît. Deux causes contribuent à cette décroissance du rendement. La première est que la puissance de la turbine à vapeur se règle par la pression d'admission, en sorte que, à moitié puissance, par exemple, la pression d'amont pour la turbine n'est plus que la moitié de celle de la pleine puissance. La seconde cause est que le rendement diminue en même temps que la vitesse; à moitié vitesse, il peut n'être plus que les deux tiers, par exemple, de ce qu'il est à la vitesse maximum.

Si l'on trace la courbe du rendement d'une turbine en fonction de la vitesse, la chute de pression étant la même, on sait que cette courbe est une

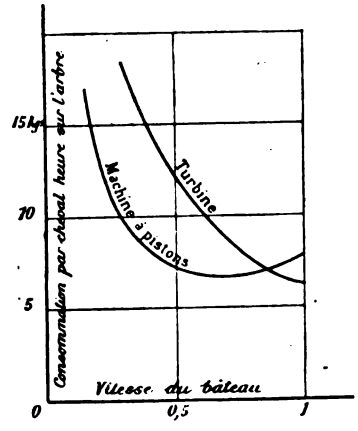
---

(1) *Voir* un résumé du Rapport de MM. Lindley, Schröter et Weber dans la *Revue de Mécanique*, numéro de novembre 1900.

parabole telle que celle de la figure 1, qui traduit de *a* à *b* les résultats expérimentaux sur une turbine dynamo de 300^{chx}.

Les courbes de la figure 2 donnent l'allure générale de la consommation comparée d'une machine à piston et d'une turbine à vapeur en fonction de la vitesse du navire. Ces courbes, seulement approximatives, montrent que, à

Fig. 2.



moitié vitesse, la consommation de la turbine à vapeur serait beaucoup plus élevée que celle de la machine à piston.

J'examinerai plus loin comment on peut remédier, dans les navires à vitesse variable, tels que les navires de guerre, à cet inconvénient des turbines à vapeur.

3° *Accouplement avec les hélices.* — Les turbines à vapeur, pour la même puissance, doivent pratiquement tourner à une vitesse cinq à six fois plus grande que celle des machines à pistons habituellement employées à bord des navires de guerre. On peut dès lors douter qu'elles puissent s'accoupler directement avec les hélices, dans des conditions acceptables. Il est aisé de se rendre compte que pourtant, par des concessions mutuelles, les deux organes arrivent à se mettre d'accord. On abaisse la vitesse des turbines, et l'on augmente celle des hélices, ce qui, sans nul doute, a pour effet de nuire un peu au rendement de l'ensemble; toutefois, la réduction de rendement peut n'être pas grande, en sorte que, pour le cas des vitesses élevées, l'utilisation doit rester à peu près la même, que celle qu'on obtient aujourd'hui avec les machines à pistons.

En raison de la grande vitesse angulaire du moteur, il faut naturellement diminuer beaucoup le diamètre des hélices, jusqu'à moins du tiers de ce qu'il est avec les machines ordinaires, de manière à ne pas dépasser une vitesse périphérique limite, que l'on peut fixer à 60^{m} par seconde environ. Il est possible d'atteindre cette vitesse sans trop de décollements nuisibles des filets d'eau (cavitation), à condition de prendre certaines précautions, sur les-

quelles je reviendrai tout à l'heure. Je rappellerai, d'ailleurs, qu'avec les torpilleurs actuels filant plus de 30 nœuds, la vitesse périphérique des hélices s'approche de 50^{m} par seconde.

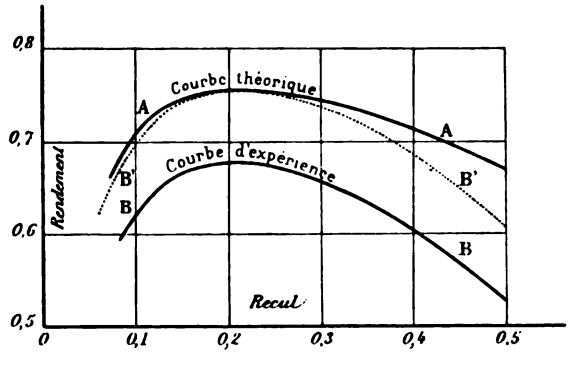
La nécessité de se limiter à d'aussi petits diamètres entraîne celle de multiplier les hélices, en les répartissant par groupes de deux ou de trois, placées l'une derrière l'autre, sur deux, trois ou même quatre arbres parallèles, ainsi que le fait M. Parsons sur ses bateaux à turbines. Malgré cela, il est bien difficile, en pratique, d'obtenir une surface totale d'ailes aussi grande que dans le cas d'une machine à marche lente, et alors le recul de ces hélices sera plus fort que d'habitude.

Ordinairement, le recul apparent est voisin de 15 pour 100, et le recul vrai doit s'approcher de 20 pour 100. Est-ce que le rendement ne tombera pas beaucoup, si l'on réduit la surface d'hélices de manière à élever le recul jusqu'à 30 pour 100, et même peut-être jusqu'à 40 pour 100?

Il me paraît possible de répondre à cette question.

De la théorie des hélices que j'ai présentée à la session de 1900, en prenant une valeur du coefficient ε, qui semble convenable pour les hélices en bronze d'un bon tracé, on peut déduire, pour un rapport du pas au diamètre déterminé, la courbe de rendement en fonction du recul vrai. Voici, par exemple (*fig.* 3), celle qui s'applique à des hélices ayant un rapport $\frac{H}{D}$ du pas au diamètre égal à 1,2. Les formules simplifiées par lesquelles j'ai obtenu cette courbe ne sont, il est vrai, qu'approximatives. L'erreur qu'elles donnent augmente en même temps que le recul.

Fig. 3.



D'autre part, reportons-nous à la courbe de rendement que W. Froude a trouvée pour les différentes hélices qu'il a expérimentées. J'ai tracé sur le même graphique, en B, cette courbe de Froude en fonction du recul. On voit qu'elle a la même allure que la courbe A théorique; et même, si nous relevons la courbe de Froude, qui a été déterminée sur de petites hélices de 20^{cm} de diamètre seulement, de manière à lui donner le même maximum que

celui de la courbe A (courbe B'), nous constatons qu'elle s'accorde bien avec notre courbe théorique jusqu'à près de 30 pour 100 de recul; au delà, les deux courbes divergent. Peut-être l'accord serait-il meilleur, si l'on appliquait les formules théoriques aux hélices mêmes essayées par Froude, car ces formules théoriques renferment des intégrales définies, qui ne peuvent être résolues que pour chaque cas particulier.

Cependant l'allure générale de ces courbes de rendement suffit pour nous montrer (et c'est là seulement ce que je veux retenir) que le rendement maximum des hélices de la forme ordinaire est obtenu avec des reculs vrais voisins de 20 pour 100, et que le rendement ne tombe pas vite, quand le recul s'écarte de cette valeur en plus ou en moins; entre 10 pour 100 et 40 pour 100 de recul, le rendement ne varie pas de plus de 5 pour 100 environ.

Nous pouvons donc, d'après cela, adopter sans crainte, sauf pour les très grandes vitesses, où la cavitation entre en jeu, des reculs de 30 et même 40 pour 100, et, par conséquent, des surfaces totales d'ailes (les hélices étant supposées semblables) égales aux deux tiers, et même, au besoin, à la moitié des surfaces habituelles.

Tout ceci suppose que la cavitation ne se produit pas. Or, on a vu, par les célèbres expériences de la *Turbinia*, qu'elle est à redouter, dès que la vitesse atteint 30 nœuds. Alors, il faut augmenter la surface d'ailes, et par conséquent réduire la vitesse angulaire de la turbine; nous devons en inférer que, si la turbine est avantageuse pour les grandes allures, par contre, il y a, avec elle, une limite pratique de vitesse, qu'il sera extrêmement difficile de reculer par des perfectionnements ultérieurs, plus encore qu'avec les machines à pistons (1).

A titre d'exemple, voyons la comparaison entre les deux systèmes de propulsion pour un torpilleur de 90^{ts} devant faire 24 nœuds. Avec une machine réciproque, l'hélice ordinaire, à 4 ailes, aurait $1^{m},95$ de diamètre, $2^{m},75$ de pas; elle tournerait à 325 tours par minute; le recul apparent serait de 17 pour 100, et le recul vrai de 20 pour 100 environ (ce sont là des chiffres se rapportant à des bateaux existants).

Avec six hélices semblables, de 50^{cm} de diamètre et 60^{cm} de pas, la surface d'ailes ne serait que les 40 pour 100 de la précédente, mais les surfaces *efficaces*, qui tiennent compte de l'inclinaison des ailes, seraient dans un rapport plus grand. On accroîtrait encore cette surface efficace, en augmentant un peu

---

(1) En passant, je me permettrai de rappeler que j'ai indiqué, dans ma communication de 1900 sur les hélices, les conditions qu'il faut remplir pour retarder l'apparition de la cavitation : grande surface d'ailes, ailes inclinées et minces, et surtout réduction du pas vers le bout des ailes. A peu près à la même époque, l'Hon. Parsons a déposé des brevets, où il explique qu'il est parvenu, par l'expérience, aux mêmes conclusions que j'ai déduites de la théorie, et où il revendique l'emploi d'hélices à pas décroissant. Le brevet Parsons, en Angleterre, est du 28 mai 1900, tandis que ma communication au Congrès international de 1900 n'est que du 21 juillet 1900; mais mon travail avait été remis à l'impression environ 3 mois avant cette date.

la largeur des ailes, c'est-à-dire la fraction de pas totale; en sorte que, finalement, le recul vrai de ces six hélices ne dépasserait pas 35 pour 100 environ. La vitesse de rotation du moteur s'élèverait, dans ces conditions, à 1900 tours par minute, ce qui est très convenable pour des turbines à vapeur de la puissance de 1000^{chx}. On pourrait même, à la rigueur, descendre jusqu'à environ 1300 tours par minute, et, par conséquent, augmenter en proportion le diamètre des hélices, ce qui montre que la turbine s'adapte encore à des vitesses ne dépassant pas 20 nœuds. Mais c'est là, à peu près, la limite inférieure à laquelle leur emploi sera pratique. Par contre, au delà de 24 nœuds, leur adaptation devient de plus en plus facile et favorable, car la puissance augmente en même temps que la vitesse de rotation. J'estime que c'est vers l'allure de 30 nœuds, qu'elles peuvent le mieux montrer toutes leurs qualités, et, sans doute, affirmer leur supériorité.

Malheureusement, ce n'est pas sans quelque inconvénient que l'on place les hélices multiples sur un arbre commun. Si l'on veut faire donner à ces hélices tout leur rendement, il faut les disposer de manière qu'elles ne s'influencent pas l'une l'autre, et, pour cela, il est nécessaire de les échelonner à des distances suffisantes, tout en inclinant fortement l'arbre. Celui-ci doit dès lors être maintenu par de longs supports, qui produisent une résistance de carène supplémentaire. L'expérience dira l'importance qu'il faut attribuer à cette résistance supplémentaire. Elle n'est peut-être pas bien sensible, et il sera d'ailleurs possible de l'atténuer par des formes de carène appropriées.

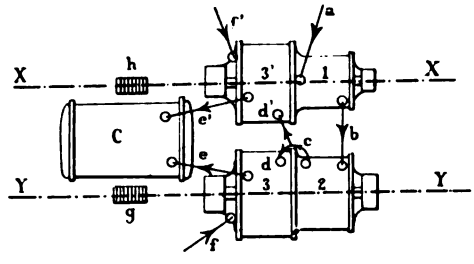
4° *Poids et encombrement.* — Ainsi que nous l'avons vu précédemment, le poids de turbines ayant une puissance de 1000^{chx} est d'environ 3^{kg} par cheval. C'est là également le poids auquel on arrivera pour des turbines plus puissantes. Une machine de 10 000^{chx}, par exemple, tournant à 700 tours par minute, ne pèserait pas 30 tonnes. Elle aurait environ 2^{m} de diamètre, et 6^{m} de longueur.

On cherchera, du reste, les dispositions les plus propres à réduire ce poids en même temps que l'encombrement. Comme, avec les turbines à vapeur, il y aura toujours plusieurs arbres parallèles, le procédé le plus simple consistera à solidariser les turbines, en les mettant en série toutes ensemble ou par groupes; le courant de vapeur les traversera successivement. C'est, on le sait, le procédé employé par M. Parsons sur la *Turbinia*, ainsi que sur les contre-torpilleurs *Viper* et *Cobra*. Les turbines sont alors, au total, bien plus légères que dans le cas où les arbres sont mus par des turbines indépendantes en parallèle, comme nous l'avons fait sur le torpilleur 243. Mais la meilleure solution, selon nous, est différente de celles décrites jusqu'ici par M. Parsons ou par d'autres, à notre connaissance. Elle consiste à grouper les turbines sur les arbres deux par deux, suivant un système mixte, d'abord en série pour la haute pression, puis en parallèle pour la basse pression, quand le volume de la vapeur détendue est devenu très grand. De cette manière, on pourrait construire des turbines extrêmement puissantes et légères

et le poids par cheval pourrait être abaissé jusqu'à près de 1^{kg} seulement.

La figure 4 représente schématiquement mon dispositif, qui est analogue à celui des machines à pistons à triple expansion avec cylindres en tandem, et dans lesquelles la dernière détente se fait dans deux cylindres à basse pression. La vapeur arrive par le tuyau *a* au cylindre à haute pression 1 sur l'arbre X, puis elle se rend par le tuyau *b* au cylindre 2 de moyenne pression

Fig. 4.



sur l'arbre Y; du cylindre 2, elle se rend, par le tuyau *c* bifurqué en deux tuyaux *d* et *d'*, aux cylindres à basse pression, situés chacun sur l'un des arbres X et Y; enfin, de 3 et 3', elle s'échappe par les tuyaux *e* et *e'* pour aller au condenseur C (¹).

Pour bien apprécier à leur valeur les poids que nous venons de voir, je rappellerai que les poids des machines marines sont ordinairement les suivants, par cheval de puissance maximum relevée à l'indicateur:

7^{kg} environ	pour les machines	de torpilleurs,
25	»	de croiseurs,
35	»	de cuirassés,
70	»	de paquebots.

(Il ne s'agit, bien entendu, que du poids de la machine motrice seule, non compris le condenseur, les appareils auxiliaires, les lignes d'arbres, etc.)

Ici se manifeste l'avantage bien caractéristique des turbines. Il se complète d'ailleurs par une légèreté beaucoup plus grande dans l'ensemble pour les hélices et pour les lignes d'arbres.

Quant à l'encombrement, il est également beaucoup plus faible, si l'on compare les volumes circonscrits, car les turbines n'occupent pas plus de place en hauteur qu'en largeur. Il n'en est pas de même pour les projections horizontales. Contrairement à ce que l'on pense parfois, les turbines sont presque aussi larges et aussi longues que les machines à pistons. Mais il n'en reste pas moins à leur actif leur peu de hauteur, qui permet de les loger tout à fait au fond du bateau, où, pour le cas des navires de guerre, elles se trouveraient aussi bien abritées que possible.

(¹) On pourrait même, pour quelques dernières roues, diviser encore le courant sur le même arbre en deux dérivations.

On doit noter, de plus, que le centre de gravité des moteurs à turbines se trouvera beaucoup plus bas que celui des machines à pistons, dont les gros poids, formés par les cylindres, sont à la partie supérieure.

5° *Diverses autres qualités.* — J'examinerai ici rapidement quelques autres qualités moins essentielles, mais qui, pourtant, réunies, constituent un avantage très sérieux.

La *conduite* des turbines à vapeur est infiniment plus facile que celle des machines à pistons. Quelques paliers à graisser et à surveiller, et c'est tout. Le personnel peut donc être réduit au strict minimum; de plus, il suffit de quelques instants très courts de réchauffage avant de mettre en route.

Les *chances de rupture* ou d'avaries sont, avec des turbines bien conçues et bien construites, très faibles, même à l'allure maximum, car les pièces sont toutes loin de travailler au point que l'on admet généralement comme offrant toute sécurité. Dans les machines à pistons, au contraire, qui, depuis de longues années, ont été peu à peu perfectionnées, on arrive à faire travailler les pièces presque à la limite de sécurité possible, du moins dans les navires de guerre, où la légèreté et la puissance sont de première importance. Aussi, malgré l'emploi de métaux spéciaux, ces machines donnent-elles souvent lieu à des avaries, quand on les pousse d'une manière un peu prolongée à la puissance maximum.

Mais, d'ailleurs, une avarie, si elle a lieu à une turbine, ne peut être grave; même la rupture de l'arbre n'occasionnerait pas d'accident; car la force vive emmagasinée dans les pièces mobiles est suffisante pour que la machine ne s'emballe pas rapidement. Dès lors, le mécanicien, ou mieux encore un régulateur centrifuge limitateur de vitesse, aurait le temps de fermer l'arrivée de vapeur, avant qu'une vitesse dangereuse soit atteinte; et même si, à la suite d'un emballement, les ailes venaient à se rompre par l'effet de la force centrifuge, cela se produirait sans endommager gravement l'enveloppe. On ne doit avoir, à cet égard, aucune crainte, du moins avec nos turbines à vapeur, dans lesquelles les ailes sont faites en tôles très légères.

Par contre, nous savons bien qu'une rupture d'arbre, de tige ou de bielle peut, dans une machine à piston, occasionner un accident des plus graves.

Les réparations aux turbines, si une avarie vient à se produire, pourront se faire à bord, et assez rapidement. En raison du très petit nombre d'organes, et de leur légèreté, on peut avoir des rechanges pour les roues, les ailes, les distributeurs, les arbres. Ce n'est qu'une avarie aux enveloppes qui pourrait être vraiment fâcheuse, mais un accident de ce genre est bien improbable, si l'on a soin de construire la machine de manière qu'il y ait beaucoup de jeu entre les pièces mobiles et les parties fixes.

A ces qualités, il faut encore ajouter les suivantes :

Pas de vibrations avec les turbines, dont les pièces sont parfaitement équilibrées, et en mouvement de rotation continu. C'est là une qualité bien connue, sur laquelle je n'insisterai pas.

Peu de dépense d'huile, car il n'y a pour chaque moteur que deux ou trois paliers; de plus, pas d'entraînement d'huile au condenseur [1].

C'est là un avantage assez précieux pour les machines marines, car il évite l'emploi des filtres.

Grande simplicité d'organes, puisque les pièces mobiles se réduisent à un corps tournant unique.

Couple moteur constant, ce qui réduit au minimum la fatigue de l'arbre porte-hélices.

Emploi de la surchauffe facile, car il n'y a aucune pièce à graisser à l'intérieur de la turbine.

Enfin, le *prix d'établissement* sera certainement moins élevé que celui d'une machine à piston, ce qui n'est pas à dédaigner.

J'arrive maintenant à l'examen des points pour lesquels les turbines sont inférieures aux autres moteurs : les effets giroscopiques, la réversibilité et la marche économique à petite allure.

6° *Effet giroscopique.* — L'inertie des pièces en mouvement alternatif dans une machine réciproque donne lieu à des efforts importants, qui, pour la plus grande partie, s'équilibrent dans l'intérieur même de la machine. Une petite portion seulement de ces efforts se transmet à la coque, en occasionnant des vibrations, qui, dans la marche à grande allure, atteignent des valeurs parfois très considérables.

Avec les turbines à vapeur, l'inertie se manifeste autrement. Il n'y a pas de trépidations. Mais la tendance, qu'ont les corps tournants à conserver le même axe de rotation, donne naissance à des moments fléchissants sur l'arbre, et à des efforts sur les paliers, dès que, soit dans le mouvement de giration du bateau, soit surtout dans les mouvements de tangage, l'axe de rotation de la turbine subit un déplacement angulaire. Ce sont les coups de tangage qui, à cet égard, sont les plus dangereux. Comme ils déplacent l'axe dans un plan vertical, les forces de réaction sur les paliers, qui en résultent, sont horizontales.

Il est facile de calculer ces efforts, si l'on connaît la vitesse angulaire du mouvement de tangage. Nous nous en étions préoccupé dès l'origine dans le projet du torpilleur 243. Les efforts que l'on trouve sont loin d'être négligeables.

La formule par laquelle se fait ce calcul est la suivante :

$$C = I\Omega\omega,$$

dans laquelle

C est le couple transversal occasionné par l'effet giroscopique,
I le moment d'inertie de la partie tournante,

---

[1] Si nous avons eu cet inconvénient d'entraînement d'huile dans notre premier essai, cela tient à une disposition vicieuse de paliers. Mais, en mettant les paliers en dehors de l'enveloppe, on n'a plus une seule goutte d'huile à l'intérieur de la turbine.

Ω sa vitesse angulaire de rotation,

ω la vitesse angulaire instantanée, avec laquelle l'arbre de la turbine se déplace pendant le mouvement de tangage.

Pour nous rendre compte des efforts auxquels on arrive ainsi, prenons un exemple. Supposons le cas de l'une des turbines du torpilleur 243. Le moment d'inertie de la partie mobile est égal à 4,2, en prenant pour unité le mètre et le kilogramme-poids. La vitesse angulaire Ω, à l'allure de 1800 tours par minute, est égale à 189. Quant à la vitesse angulaire ω, dans le mouvement de tangage, nous ne pouvons, en l'absence d'expériences précises à ce sujet, que faire une hypothèse. Admettons que, pour un petit navire tel que ce torpilleur, le balancement longitudinal atteigne, à certains moments, 10° par seconde, ce qui correspond à $\omega = 0,174$. Avec ce chiffre, on trouve, par la formule précédente, un couple transversal de 138^{kgm}. Comme les paliers extrêmes sont à une distance de $2^{m},30$, la réaction sur ces paliers s'élève à environ 60^{kg}, ce qui est bien inférieur à la composante du poids propre de la partie mobile.

Que l'on suppose un poids cinq fois plus grand, et une vitesse de tangage double, l'on arriverait à des efforts qui peuvent, d'une part, faire fléchir l'arbre au delà des limites prévues, et, d'autre part, ébranler les paliers. Toutefois, ils n'atteignent pas, on le voit, une valeur assez élevée, pour nuire sérieusement au bon fonctionnement de la machine ou à la solidité de la coque.

7° *Marche arrière et arrêt.* — L'arrêt et le renversement de marche se réalisent, avec les machines à pistons, de la manière la plus simple et la plus élégante; tandis que, d'après leur nature même, les turbines ne se prêtent pas à la réversibilité.

Différents inventeurs ont bien tenté de résoudre ce problème au moyen d'aubages spéciaux. Ces tentatives me paraissent vouées inévitablement à un insuccès complet, parce qu'on ne peut obtenir la réversibilité qu'en sacrifiant beaucoup le rendement pendant la marche en avant.

Il est donc indispensable d'adjoindre aux turbines principales des moteurs spéciaux pour la marche rétrograde, et, évidemment, comme on ne peut songer à installer des moteurs aussi puissants pour la marche en arrière que pour la marche directe, il faut se résigner à une vitesse maximum en arrière beaucoup moins grande que l'autre. Nous allons voir que l'on peut, cependant, très aisément réaliser une vitesse moitié moindre, ce qui semble suffisant pour les besoins ordinaires de la navigation.

Le moteur de marche arrière sera, si l'on veut, une machine à piston servant aussi dans la marche en avant. Nous allons tout à l'heure revenir sur cette combinaison des deux genres de moteurs. Mais il peut être aussi une turbine à vapeur. Dès le début de ses expériences, M. Parsons employait dans ses bateaux des turbines spéciales pour la marche en arrière, et il les

montait sur les arbres mêmes des turbines principales. Cet agencement a le défaut de prendre beaucoup de place en longueur.

Quoi que l'on fasse, à moins d'interposer des engrenages entre les turbines de marche arrière et les arbres d'hélices, solution qui ne nous semble pas satisfaisante dans la pratique, les turbines de marche arrière, à cause de leur faible vitesse de rotation, ne peuvent avoir un bon rendement. Dès lors, il n'y a pas d'intérêt à les compliquer. J'ai indiqué dans un brevet de 1898 comment on peut les loger, les dissimuler en quelque sorte, à l'intérieur des turbines principales, du côté de la basse pression, de manière à n'augmenter en rien l'encombrement. Tournant dans le vide, les roues de marche arrière ne créent aucune résistance sensible pendant que le moteur principal fonctionne ; de même ce dernier tourne dans le vide, quand c'est la turbine de marche arrière qui agit. C'est la solution que nous avons appliquée dans le torpilleur n° 243 et dans la *Libellule,* solution qui se recommande de sa grande simplicité. M. Parsons l'a utilisée aussi dans le *King-Edward,* qui a fonctionné l'année dernière pendant quelques semaines sur la Clyde.

Suivant qu'on développe plus ou moins la turbine de marche arrière, on peut réaliser des vitesses rétrogrades plus ou moins grandes. J'estime que, avec une roue mobile, et pour la même dépense de vapeur, la vitesse en arrière sera d'environ 40 pour 100 de la vitesse en avant, et qu'avec deux roues on atteindrait 50 pour 100. En ajoutant encore d'autres roues, on ne gagnerait plus beaucoup de vitesse, à moins d'accroître le nombre de ces roues, jusqu'à faire une machine presque aussi importante que celle de la marche en avant.

Pour l'arrêt rapide du bateau, les turbines présentent aussi quelque inconvénient, car, après qu'on a coupé la vapeur, les hélices continuent à tourner sous l'impulsion de l'eau, en entraînant les roues mobiles, la résistance à ce mouvement de rotation étant très faible. On peut, il est vrai, augmenter beaucoup cette résistance en admettant la vapeur sur les roues de marche arrière; mais je pense qu'il sera bon aussi de disposer autour de l'arbre un frein, à pression réglable à volonté, qui servira à bloquer les hélices, quand on désirera un arrêt rapide du navire. Il y a là un détail dont l'étude ne nous préoccupera, que lorsque les turbines auront dissipé les préventions qu'elles ont encore contre elles.

8° *Marche à petite vitesse.* — Ainsi complétées par des moteurs de marche arrière, les turbines sont susceptibles de s'adapter parfaitement aux navires de commerce à marche rapide, tels que les paquebots à voyageurs. Elles permettraient, sans doute, par la réduction considérable de poids, et par la facilité du service, de réaliser des navires filant 24 à 25 nœuds, sans dépenser plus, à égalité de voyageurs et de marchandises transportés, que les navires actuels à 22 ou 23 nœuds. Ces navires marchant à peu près continuellement à la vitesse maximum, il n'y a pas à se préoccuper de la consommation à allure réduite. Il en est tout autrement avec les navires de guerre, qui ne

doivent marcher à grande allure que tout à fait exceptionnellement, et qui, au contraire, naviguent à la vitesse réduite de 14 à 15 nœuds. Pour ne pas restreindre leur rayon d'action, il importe d'assurer une bonne utilisation du combustible à allure réduite. Ici, il faut être franc : les turbines ne se prêtent pas à cette dernière condition. Je sais bien que l'on espère les y plier en combinant les turbines entre elles, et que M. Parsons lui-même essaye des bateaux, dans lesquels la marche d'escadre sera obtenue par des turbines supplémentaires. Selon moi, cet agencement n'est pas le meilleur. Il est préférable de réaliser la marche à petite vitesse à l'aide d'un moteur à piston. Grâce à cette combinaison des deux genres de machines, adaptées chacune au service qui lui convient le mieux, on obtiendrait une bonne utilisation à toutes les allures.

Mais il y a plusieurs manières d'effectuer cette combinaison. M. Parsons, dans une communication faite à la Société des Ingénieurs et Constructeurs de navires d'Écosse, intitulée : *Les Turbines à vapeur marines, et leur application aux navires à vapeur à grande vitesse,* remarquant que la vitesse de rotation des turbines à allure réduite tombe dans les limites de celles qu'on peut atteindre avec les machines à pistons, a proposé d'atteler les machines à pistons sur les mêmes arbres que les turbines principales, avec lesquelles elles travailleront en parallèle. A allure réduite, ces machines réciproques, à triple expansion, recevront directement la vapeur des chaudières, la détendront à une pression voisine de la pression atmosphérique; la vapeur passera ensuite dans la turbine à haute pression, puis dans la turbine à basse pression, avant d'aller au condenseur. Lorsque la puissance et la vitesse seront telles, que la vitesse de rotation s'élèvera au delà des limites possibles pour les machines à pistons, on cessera d'envoyer de la vapeur à celles-ci, on les isolera, et les turbines seules feront avancer le navire. Avec ce système, les machines à pistons se trouveraient donc inutilisées précisément au moment où l'on a besoin de développer le plus de puissance, et, en outre, il serait à craindre que les mécaniciens négligent de les débrayer, et qu'une avarie se produise.

Cet attelage direct de machines, qui, par essence, demandent à tourner à des vitesses très différentes, est évidemment défectueux. La seule disposition rationnelle, à mon avis, est celle qui consiste à rendre la machine réciproque complètement indépendante des turbines, en lui faisant commander par un arbre spécial une hélice propre.

Dans la combinaison que je préconise, la machinerie d'un navire se composerait d'une machine à pistons centrale, actionnant continuellement son hélice, et de deux turbines latérales agencées comme celles de la figure 4. La machine à pistons seule suffirait pour la marche avant, jusqu'à moitié de la vitesse maximum, ainsi que pour la marche arrière; les turbines seraient utilisées lorsqu'on voudrait pousser la vitesse, et elles pourraient, d'ailleurs, concourir aussi à la marche rétrograde.

Cette manière de grouper ainsi les machines à pistons et les turbines, que j'avais l'intention de proposer dès que les essais du torpilleur 243 auraient réussi, a été récemment indiquée aussi par M. Nabor Soliani, Directeur des chantiers Ansaldo, dans une lettre insérée dans le journal *Engineering*, à la date du 28 mars 1902.

On peut objecter que les différentes hélices travailleront à tour de rôle, et que, dans ces conditions, les reculs variant beaucoup, le rendement ne sera pas bon. Bien que cette opinion soit en partie fondée, il est facile de se rendre compte que la perte de rendement ne sera pas grande, si les proportions sont convenablement calculées. Pour le bien voir, prenons un exemple :

Supposons un navire pouvant filer 26 nœuds avec 2000^{chx} de puissance nette sur l'arbre.

S'il n'y a qu'une machine à piston et qu'une hélice à trois ailes, celle-ci aurait (je cite les chiffres d'une application réelle) $2^{m},05$ de diamètre, $2^{m},40$ de pas, et elle tournerait à 375 tours par minute, avec un recul vrai de 16 pour 100 environ, et un rendement de 75 pour 100 à peu près.

Pour appliquer notre combinaison, nous prendrions avec les turbines une machine à triple expansion de 300^{chx} de puissance nette, capable d'imprimer à elle seule au navire une vitesse de 13 nœuds environ; deux turbines fourniraient de leur côté 1700^{chx} au total pour la marche à toute vitesse; il leur faudrait alors trois hélices chacune. L'hélice *a* de la machine réciproque aurait, en lui supposant trois ailes, $1^{m},40$ de diamètre et $1^{m},64$ de pas; les hélices *b* des turbines, avec quatre ailes, auraient $0^{m},56$ de diamètre et $0^{m},65$ de pas.

A l'allure réduite de 13 nœuds, le recul des hélices *b* serait nul, si l'on n'envoyait pas de vapeur dans les turbines, ou très faible, si l'on injectait dans les turbines un filet de vapeur destiné à entretenir la rotation; le recul vrai de l'hélice *a* de la machine réciproque s'élèverait à 35 pour 100, et le rendement serait de 71 pour 100 environ. A grande vitesse, ce sont, au contraire, les hélices *b* qui travailleraient le plus; leur recul s'élèverait à 23 pour 100 avec un rendement de 0,75; tandis que l'hélice *a*, toujours poussée par la puissance de 300^{chx}, n'aurait plus qu'un recul de 5 pour 100, avec un rendement de 60 pour 100 environ. D'après cela, on calcule que l'ensemble de toutes les hélices procurerait un rendement de 73 pour 100 à peu près.

L'ensemble de toutes les hélices *a* et *b* équivaut à une hélice unique à trois ailes de $2^{m},12$ de diamètre. Elles donneraient toutes le même recul, 15 pour 100 environ, si chacune des turbines fournissait 200^{chx}, pendant que la machine réciproque en donnerait toujours 300. A cette puissance de 700^{chx} correspond une vitesse de 18 nœuds à peu près, pour laquelle le rendement des hélices atteindrait 75 pour 100. Ainsi nous voyons que, dans cette combinaison, le rendement des propulseurs, au lieu de rester constamment égal à 75 pour 100, varie de 71 à 75, puis de 75 à 73, quand la

vitesse passe de 13 à 18, puis à 26 nœuds. Cette variation me semble très acceptable.

On remarquera que, à petite vitesse, le moteur à piston tournerait à 360 tours par minute, tandis qu'à grande allure sa vitesse ne s'élèverait pas à plus de 485 tours. C'est une vitesse tout à fait normale pour une machine de 300^{chx}.

En résumé, nous voyons que les turbines à vapeur sont parfaitement aptes à rendre de bons services dans la propulsion des navires à grande vitesse, si l'on veut bien, en raison de leurs brillantes qualités, tolérer leurs défauts. Il serait injuste d'exiger d'elles qu'elles ajoutent leurs avantages propres à tous ceux des machines à pistons.

Je voudrais avoir communiqué l'impression que nous avons beaucoup médité et travaillé sur cette question des turbines à vapeur, et plus particulièrement sur leur application à la Marine. Nous pouvons dire que, s'il s'est trouvé en Angleterre un homme d'une grande ingéniosité et d'une ténacité admirable, pour faire des projets de turbines à vapeur, ainsi que des capitalistes pour l'aider à les mettre à exécution, nous avons aussi, de notre côté, en France, à la suite de recherches théoriques et expérimentales systématiques, réussi à créer une machine, que nous croyons vraiment industrielle. On s'en rendra mieux compte encore dans quelque temps, car nous aurons prochainement en fonctionnement une quinzaine de ces machines, d'une puissance de 100^{chx} à 1800^{chx}.

LE ROULIS DES NAVIRES SUR HOULE

DÉTERMINÉ EXPÉRIMENTALEMENT

AU MOYEN DE NAVIPENDULES (1);

PAR M. G. RUSSO,
Ingénieur du Génie naval Italien.

1. Généralités. — Parmi les problèmes de la dynamique des navires, qui ont trouvé leur solution directe dans les procédés expérimentaux, les plus importants sont ceux de la résistance au mouvement direct, de l'efficacité des systèmes propulsifs considérés soit isolément, soit en relation avec la carène, et des oscillations en eau calme. Ce qu'il y a de commun et de caractéristique dans ces procédés, c'est que les expériences sont toujours exécutées au moyen des modèles à petite échelle, immergés dans l'eau, et que la loi fondamentale sur laquelle ils sont basés est déduite du principe de la similitude mécanique de Newton.

Un procédé analogue pourrait conduire à résoudre aussi le problème du

(1) L'appareil au moyen duquel les expériences navipendulaires s'exécutent, tel qu'il est représenté par la photogravure (*fig.* 9), a été transporté de Rome à Paris à l'occasion de la réunion de l'Association Technique Maritime sur la proposition de M. Daymard, vice-président, et avec le consentement de S. E. le Ministre de la Marine italienne. Il a été installé dans l'hôtel du Ministère de la Marine, où il a servi à des démonstrations expérimentales pendant la lecture du mémoire.

Cet appareil, construit dans les ateliers *Galileo Galilei* de Florence, sur les plans de l'auteur, a été pendant quelque temps à sa disposition, à Rome, pour des déterminations expérimentales concernant divers navires. Il est destiné à faire partie de l'ensemble des machines de l'*Atelier des Expériences d'Architecture navale* de l'arsenal de Spezia, où, en outre des essais de remorquage et de propulsion, on exécute les essais d'oscillation en eau calme, au moyen de petits modèles, dans le bassin Froude.

L'auteur a présenté sur le même sujet deux mémoires à l'*Institution of Naval Architects* de Londres. Voir *Transactions of the I. N. A.*, Vol. XLII, 1900 : *An experimental method of ascertaining the rolling of ships on waves.* — *Ibid.*, Vol. XLIV, 1902 : *The navipendular method of experiments, as applied to some warships of different classes.*

Voir aussi *Rivista Marittima*, aprile 1900 : *Esperienze navipendulari sul rollio delle navi in mare ondoso.*

roulis en mer houleuse, si l'on ne rencontrait pas de très graves difficultés pour produire, dans l'eau d'un bassin d'essais, des houles permanentes suffisamment régulières, et de dimensions fixées à l'avance.

Le procédé qui fait l'objet de ce mémoire est, lui aussi, fondé sur le principe de la similitude mécanique; mais il a ceci de particulier que, de même que le navire n'est pas représenté par un modèle de la carène, la houle n'est pas non plus représentée par une houle liquide vraie.

Le navire est au contraire représenté par un pendule roulant, d'une forme spéciale, auquel nous avons donné le nom de *navipendule;* le navipendule est composé de telle façon, qu'il possède toutes les propriétés géométriques et mécaniques qui entrent en jeu dans les oscillations transversales d'un navire flottant, de manière que pour chaque navire particulier on peut composer le navipendule qui lui convient.

La mer est représentée par une surface plane, sur laquelle est posé le navipendule, et où il roule. Tant que cette surface est immobile et horizontale, nous avons la reproduction du roulis en eau calme; quand, moyennant l'*appareil à mouvement houleux,* dont elle fait partie, ladite surface subit un mouvement spécial, dont la description sera donnée plus loin, son action sur le navipendule correspond, avec toute l'approximation désirable, à celle que la houle, supposée régulière et trochoïdale, exerce sur le navire, et alors le roulis du navipendule correspond à celui du navire sur la houle.

Comme résultat des expériences, on obtient, par un appareil enregistreur, des diagrammes analogues à ceux qu'on pourrait recueillir sur un navire véritable, en se servant d'un oscillographe double des types Froude ou Bertin.

2. Structure du navipendule. — Les figures 1 et 2 montrent quelle est la forme pratiquement donnée au navipendule. Une tige tubulaire AB, résistante et légère, est munie de deux poids P, P, de forme lenticulaire, que l'on peut fixer le long de la tige, à la position convenable, au moyen de colliers à pression *d*. Aux environs du milieu se trouve une partie centrale E, vide à l'intérieur pour plus de légèreté, fixée à la tige AB; elle sert de support à deux lames d'acier F, F, ayant le bord inférieur taillé suivant une courbe, dont les propriétés géométriques seront définies ci-après. Le navipendule ainsi composé est disposé sur une plaque plate LL, percée au milieu, et est appuyé, par ses lames, sur deux règles à rainures parfaitement droites et parallèles.

Dans ces conditions, il oscille comme un pendule roulant (pendule d'Euler) sur sa base d'appui.

3. Propriétés statiques du navipendule. — La ligne sur laquelle se produit le roulement a une forme particulière dépendant de la forme de la carène; pour chaque navire, on prépare une paire de lames convenables pour

Fig. 3.

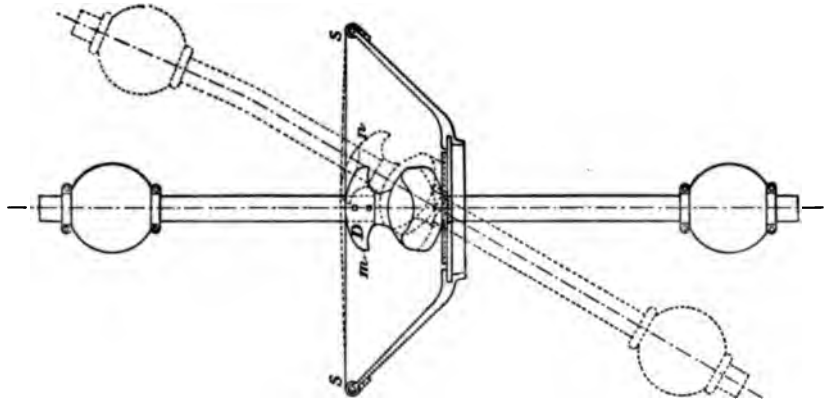


Fig. 2.

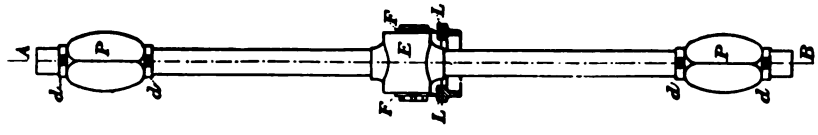
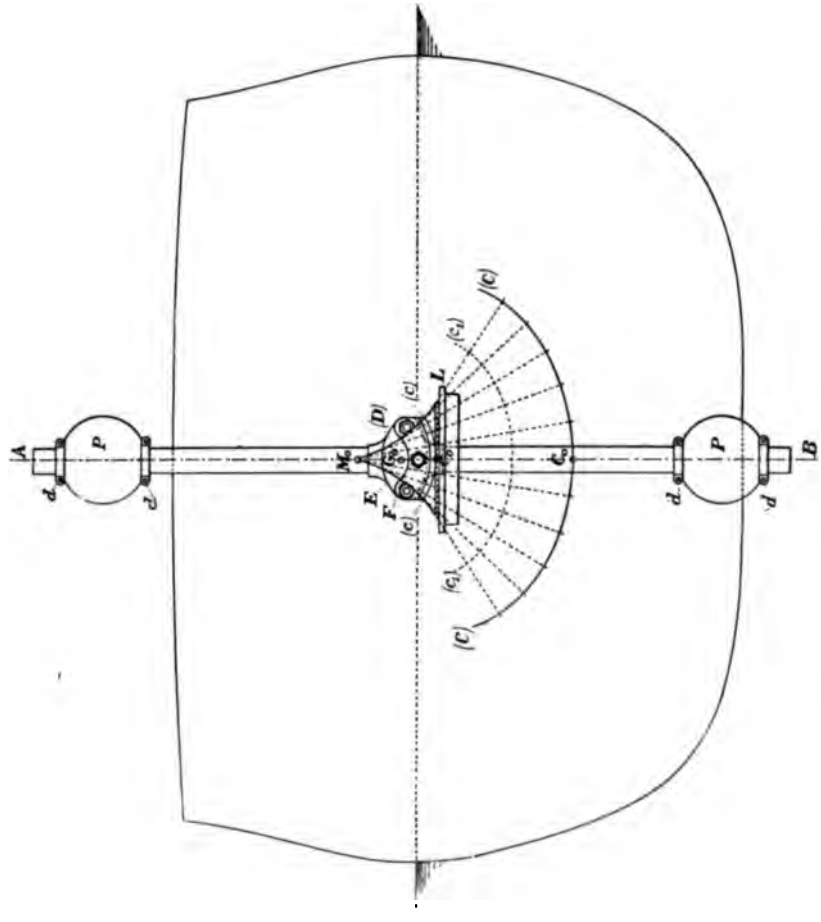


Fig. 1.



être appliquées au navipendule. L'explication de ce qu'est proprement la ligne (c) se trouve dans la figure 1, dans laquelle est dessiné, superposé au maître couple d'un navire, le navipendule correspondant.

On suppose pour le moment, d'une manière idéale, que celui-ci est composé de telle manière qu'il représente le navire selon un rapport de similitude égal à l'unité.

La ligne (C) est la ligne des centres isocarènes; le point C_0 est le centre de carène du navire droit; la ligne (D) est la développée métacentrique; les lignes droites pointillées représentent les lignes d'action de la poussée aux diverses inclinaisons. La ligne (c) n'est autre chose qu'une ligne parallèle à la ligne (C), ou, en d'autres termes, elle n'est qu'une quelconque des développantes de la développée métacentrique (D). Le métacentre M_0, et le centre de gravité G_0, tels qu'ils sont représentés dans la figure, sont communs au navire et au navipendule; la hauteur métacentrique est la même pour le navire et pour le navipendule. Dans ces conditions, si le navipendule s'incline d'un certain angle, la réaction de la surface d'appui exerce sur lui la même action que l'eau exerce sur le navire incliné du même angle; les deux systèmes se trouvent dans des conditions statiques identiques.

A ce sujet, il est utile de noter que nous admettons une première hypothèse simplificative, à savoir que le centre de gravité et le centre de carène se maintiennent à toutes les inclinaisons dans un même plan transversal, c'est-à-dire que le roulis n'est pas compliqué par un mouvement de tangage. En effet, nous remplaçons la surface des centres isocarènes par une surface cylindrique, ayant pour directrice la ligne effective des centres isocarènes.

Parmi l'infinité de lignes parallèles à la ligne (C), une desquelles (c_1) est indiquée dans la figure 1 comme exemple, on établit la ligne (c) de manière qu'elle ait tous ses points aussi rapprochés que possible du centre de gravité. La raison de cette condition, qui, comme on le voit, n'est pas rigoureusement restrictive, sera donnée plus loin. Du reste, on peut faire passer la ligne (c) indifféremment au-dessous ou au-dessus du point G_0, ou même par ce point; la condition qu'elle soit convexe jusqu'à l'angle d'inclinaison qu'on veut considérer comme maximum (par exemple 40° ou 45° de la verticale) impose quelquefois de ne pas porter trop haut la ligne (c). Mais beaucoup d'exemples pratiques ont démontré qu'on peut toujours la faire passer assez près du centre de gravité, c'est-à-dire qu'on peut toujours déterminer, pour chaque navire, une ligne convenable pour les expériences navipendulaires.

Les figures 4 et 6 montrent comme exemples les lignes de roulement choisies pour les navires de guerre *Re-Umberto* et *Revenge*. Il est bon de noter que, pour construire de pareilles courbes, il suffit de connaître les bras de levier du couple de stabilité à toutes les inclinaisons.

Les figures 5 et 7 montrent ensuite, à une petite échelle, les mêmes lignes de roulement mises en rapport avec les maîtres couples des deux navires;

ces deux dernières figures n'ont d'autre but que de donner une idée concrète de la grandeur des surfaces de roulement en question.

4. Propriétés dynamiques du navipendule. — Supposons encore, comme nous l'avons fait au paragraphe précédent, que le navipendule soit établi à la même échelle de grandeur que le navire.

La position du centre de gravité G_0 (*fig.* 1) étant établie, les deux poids P, P peuvent être plus ou moins éloignés de ce point. Supposons, comme première hypothèse, qu'ils soient placés dans une position telle, que le navipendule ait le moment d'inertie qui est propre au navire autour de l'axe longitudinal passant par le centre de gravité. Alors le roulis du navipendule sur le plan d'appui horizontal correspond exactement au roulis qu'aurait le navire, s'il était soustrait à l'action de l'eau qui l'environne, et supporté sur un plan horizontal au moyen de cette même surface (c), que nous avons adoptée pour le navipendule.

Or, ce mouvement du navire, si l'on fait abstraction des résistances des surfaces en contact et de la résistance de l'air, et si l'on considère les angles d'inclinaison $\varphi = f(t)$ (et non pas la trajectoire décrite par le centre de gravité), est pratiquement égal au roulis du navire en un milieu non résistant.

Nous disons pratiquement égal, et non identique, à cause de deux éléments dont nous négligeons l'influence, savoir :

a. Pour le navire appuyé (ou pour le navipendule), nous négligeons l'influence de la distance des axes instantanés de rotation à l'axe longitudinal, qui passe par le centre de gravité;

b. Pour le navire flottant, nous négligeons l'influence de l'oscillation verticale, qui accompagne l'oscillation transversale, et qui implique des variations du volume de la carène pendant le roulis.

Puisque les surfaces de roulement sont très restreintes autour du centre de gravité (voir *fig.* 5 et 7), l'élément a devient pratiquement négligeable. Il résulte des applications pratiques que, même pour les axes instantanés de rotation du navipendule les plus éloignés de l'axe baricentrique, le moment d'inertie ne dépasse jamais de $\frac{2}{100}$ la valeur qu'a le moment d'inertie par rapport à l'axe baricentrique. Il s'ensuit que la période pour le navire appuyé ne subit jamais une altération supérieure à $\frac{1}{100}$ de la période qu'a le navire flottant dans un milieu non résistant, quantité qui rentre dans les limites des erreurs admissibles dans un procédé expérimental, où il est évidemment impossible d'apprécier le centième de seconde.

Quant à l'élément b, il y a une manière expérimentale de se faire une idée des effets de la combinaison de l'oscillation verticale avec l'oscillation transversale du navire. Un navire roulant en eau calme peut être représenté par un pendule composé, convenablement proportionné, qui, au lieu d'être suspendu à un point fixe, est suspendu au bout d'une tige élastique horizontale, encastrée à l'autre bout; cette baguette, en outre, étant proportionnée de ma-

nière à représenter par ses oscillations, sous le poids du pendule, les oscilla-

Fig. 4. — *Re-Umberto.*

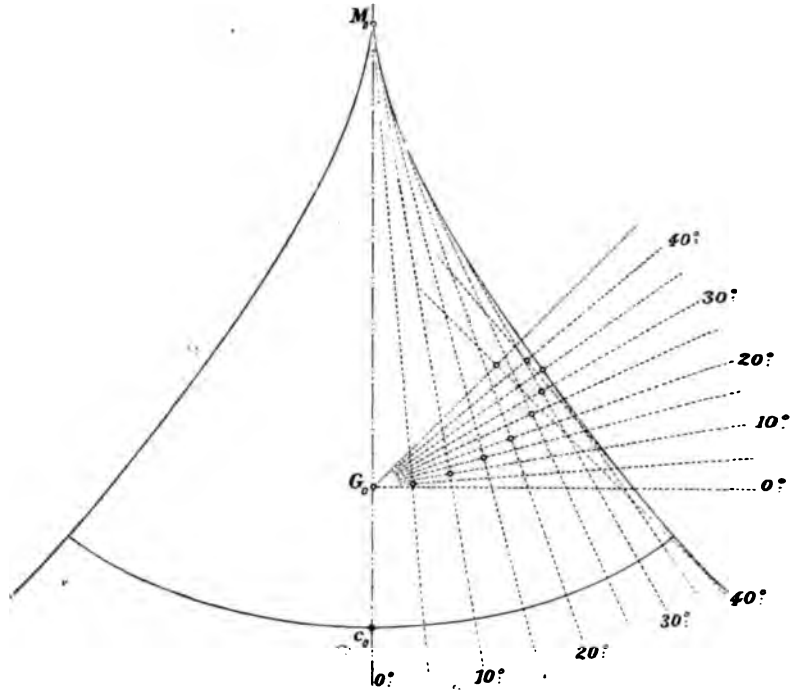
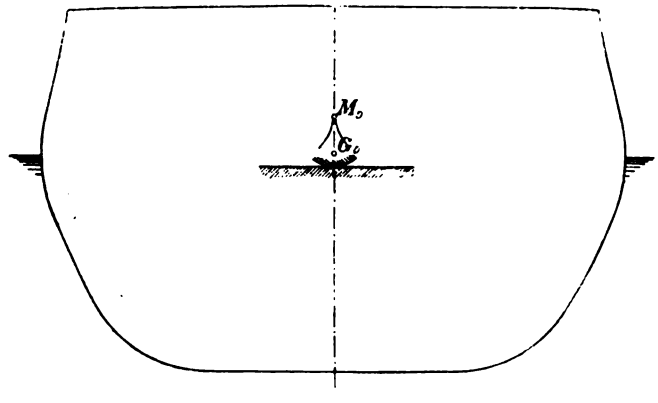


Fig. 5. — *Re-Umberto.*



tions verticales du navire. Dans ces conditions, le mouvement oscillatoire

complexe du pendule a une grande analogie avec le mouvement oscillatoire

Fig. 6. — *Revenge.*

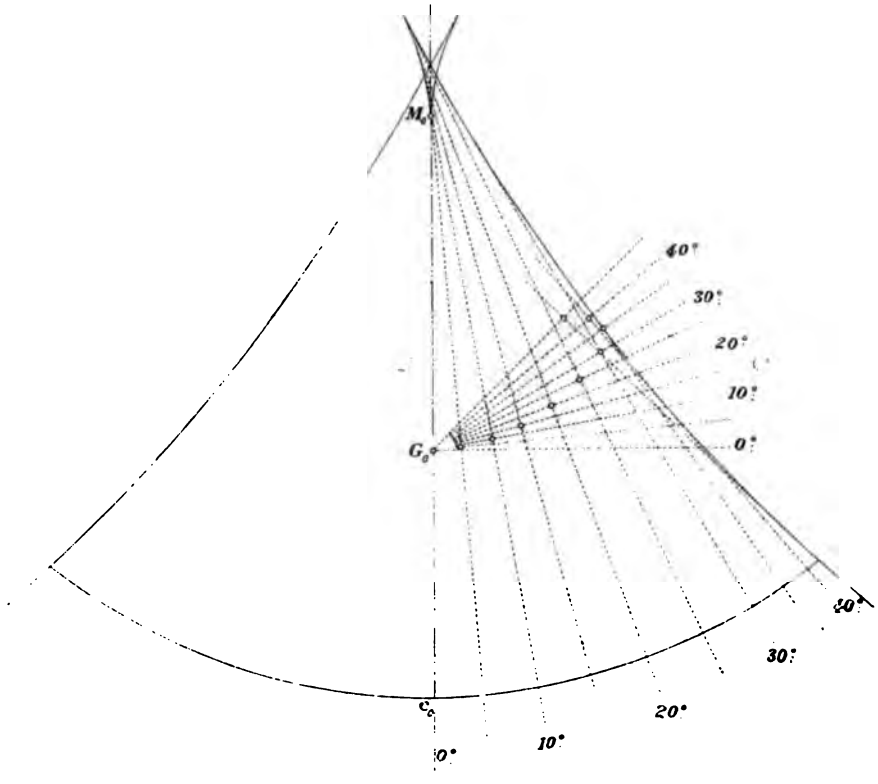
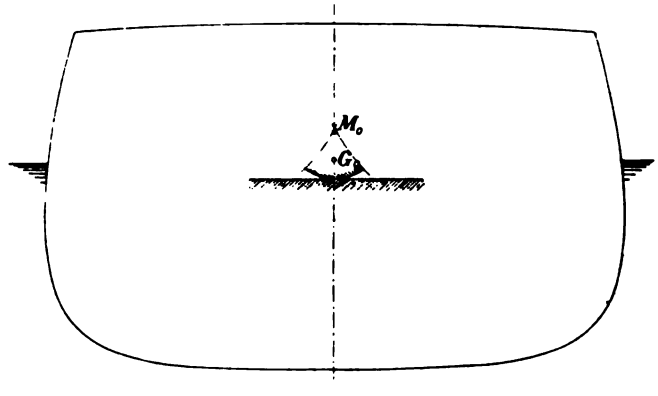


Fig. 7. - *Revenge.*



du navire. En vérité, les deux cas ne sont pas exactement semblables, mais

toutes les différences concourent à exagérer l'oscillation verticale du pendule, c'est-à-dire de son point de suspension, par rapport à l'oscillation verticale du navire.

En exécutant des expériences de ce genre pour quelques navires, nous nous sommes assuré que l'influence des oscillations verticales sur les transversales est si petite, qu'on peut la négliger tout à fait. Cependant, on peut considérer comme une seconde hypothèse simplificative, admise dans la méthode navipendulaire, que les inclinaisons transversales ne soient pas accompagnées de variations dans le volume immergé de la carène.

Enfin, nous pouvons conclure que le navipendule, dans les conditions où nous l'avons considéré jusqu'ici, représente, avec toute l'approximation désirable, le roulis du navire dans un milieu calme non résistant, et cela, il est bon de le noter, tant pour les grands angles que pour les petits, du moment que nous n'avons introduit aucune hypothèse simplificative à l'égard de la grandeur des bras de levier en fonction des angles d'inclinaison.

Naturellement, le roulis du navipendule n'est pas isochrone, de même que le roulis du navire ne l'est pas.

5. Similitude mécanique entre le navipendule à petite échelle et le navire. — Si l'on examine tous les éléments géométriques, cinématiques et dynamiques, qui entrent en jeu dans le roulis du navire et du navipendule, on peut constater facilement qu'ils se prêtent à l'application du principe général de la similitude mécanique.

De même que cela a lieu dans la loi de Froude pour les expériences de remorquage des modèles, les trois rapports de similitude

λ pour les longueurs (L),
τ pour les temps (T),
μ pour les masses (M)

ne sont pas tous arbitraires; puisque l'on a affaire à des corps sujets à la gravité, il faut tenir compte de l'équation de condition

$$\tau = \sqrt{\lambda}.$$

Pratiquement, les lames d'acier sur lesquelles le navipendule roule seront semblables à la ligne c du navire (voir *fig.* 1), dans le rapport de similitude λ arbitrairement choisi; par conséquent, le navipendule aura son point M_0 à une hauteur au-dessus du point C_0 égale à $\lambda\overline{M_0C_0}$, $\overline{M_0C_0}$ étant la distance correspondante pour le navire; il aura son centre de gravité G_0 à une distance $\lambda\overline{M_0G_0}$ de M_0, $\overline{M_0G_0}$ étant la distance correspondante dans le navire; son poids sera arbitraire, le rapport μ pouvant être choisi arbitrairement; mais son moment d'inertie sera tel, que sa période d'oscillation soit $\sqrt{\lambda}\,T$, T étant l'élément correspondant du navire (dans un milieu non résistant).

Ces conditions étant données, les oscillations du navipendule se trouvent être semblables aux oscillations du navire en milieu non résistant, et les relations suivantes lient les divers éléments que l'on peut considérer.

Éléments considérés.	Navire.	Navipendule.	Rapport.
Bras de levier du couple de stabilité...	b	λb	λ
Poids.....	D	μD	μ
Moment d'inertie.....	I_G	$\mu\lambda^2 I_G$	$\mu\lambda^2$
Rayon de giration.....	$\sqrt{\frac{I_G}{M}}$	$\lambda\sqrt{\frac{I_G}{M}}$	λ
Temps.....	t	$\sqrt{\lambda}\,t$	$\sqrt{\lambda}$
Angles.....	φ	φ	1
Vitesses angulaires.....	$\frac{d\varphi}{dt}$	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}}\frac{d\varphi}{dt}$	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}}$
Accélérations angulaires.....	$\frac{d^2\varphi}{dt^2}$	$\frac{1}{\lambda}\frac{d^2\varphi}{dt^2}$	$\frac{1}{\lambda}$
Durée de l'oscillation.....	T	$\sqrt{\lambda}$T	$\sqrt{\lambda}$
Moment du couple de stabilité.....	D.b	$\lambda\mu$D.b	$\lambda\mu$
Travail mécanique pour l'inclinaison φ.	L_φ	$\lambda\mu L_\varphi$	$\lambda\mu$

6. **Effet des résistances du milieu.** — Le cas qui nous intéresse pratiquement est celui du roulis dans un milieu résistant.

Or, les effets de la résistance se réduisent : *a*. A une altération de la durée de l'oscillation; *b*. A une extinction graduelle du mouvement.

a. L'altération de la période est due pour une petite part au fait que les axes instantanés de rotation du navire ne coïncident pas avec celui qui passe par le centre de gravité; mais elle est due, dans une mesure beaucoup plus grande, au fait que la carène entraîne avec elle, dans son mouvement rotatoire, une certaine masse d'eau, dont l'action produit un accroissement du moment d'inertie de la masse totale mise en mouvement.

Nous avons bien peu de données certaines sur le rapport du moment réel d'inertie au moment fictif. Celle qui se rapporte à l'*Elorn*, et qui est due aux expériences faites en 1873 par MM. de Bénazé et Risbec [1], est précieuse, mais elle n'est pas suffisante pour nous donner une règle applicable à tous les cas.

Cependant, dans le cas actuel, il n'est pas nécessaire de faire des hypothèses à cet égard, ou de procéder à des recherches analytiques. Il suffit de savoir quelle est effectivement la période d'oscillation en eau calme pour le navire dont on s'occupe, et d'assigner au navipendule, en laissant inaltérées toutes les autres conditions, un moment d'inertie tel, que sa période d'oscillation soit à la période effective du navire dans le rapport exact de similitude ($\sqrt{\lambda}$).

---

[1] *Mémorial du Génie maritime*, année 1874, 10e livraison.

La question se réduit à pouvoir déterminer ce dernier élément. S'il s'agit d'expériences relatives à un navire existant, et qu'on veuille que le navipendule représente ce navire dans les conditions où il se trouve actuellement, il n'y a qu'à procéder à une épreuve d'oscillation en eau calme. Si, encore, dans le cas d'un navire existant, on veut tenir compte de résistances additionnelles n'existant pas pour le moment, on n'a qu'à avoir recours aux expériences avec les modèles, ainsi qu'il a été fait pour quelques navires de guerre par M. l'Ingénieur en chef de la Marine italienne G. Rota [1]. Enfin, s'il s'agit d'un navire qui n'est pas encore construit, le procédé est un peu plus long et laborieux, mais il conduit également au résultat voulu; il faut calculer le moment d'inertie du navire à construire, donner au modèle ce moment d'inertie, et ensuite vérifier quelle est la période du modèle dans le milieu résistant dans lequel il oscille.

A ce sujet, on peut se demander si, le moment d'inertie du navipendule une fois établi égal au moment fictif d'inertie du navire, la similitude entre les périodes du navipendule et du navire se conserve ensuite sans altération, même dans les oscillations de grande amplitude, c'est-à-dire si la loi de variation de la période avec l'amplitude est la même pour le navipendule que pour le navire.

Cette loi de variation, ainsi qu'il résulte des considérations théoriques, et ainsi que nous avons pu le constater d'après beaucoup d'expériences navipendulaires, est très peu altérée par les résistances; elle dépend, au contraire, essentiellement de la manière particulière selon laquelle varie pour chaque navire, avec les angles d'inclinaison, l'action du couple de stabilité; on peut presque dire que la loi de variation de la période avec l'amplitude est une conséquence directe de la forme particulière qu'ont, pour chaque navire, la courbe de stabilité et la développée métacentrique. Or nous avons vu que, en ce qui regarde ces éléments, il y a entre le navipendule et le navire une correspondance parfaite. Nous pourrons donc en conclure que la période d'oscillation pour les grandes amplitudes ne pourra que suivre avec une grande approximation la loi de variation qui existe pour le navire réel.

b. L'effet le plus remarquable des résistances est de diminuer graduellement les amplitudes des oscillations jusqu'à épuiser le mouvement. On ne dispose pas de moyens analytiques assez perfectionnés, pour qu'ils fassent connaître pour un navire donné, sans procéder à des expériences, la loi de décroissance des amplitudes du roulis. Il n'est pas non plus possible de faire des expériences complètes avec les navires, surtout s'ils sont de grandes dimensions, parce qu'on ne peut pas pousser l'épreuve jusqu'à des angles aussi grands que ceux qu'on pourra atteindre quelquefois dans le roulis en

---

[1] G. Rota, *La Vasca per le Esperienze di Architettura Navale nel R. Arsenale di Spezia*, p. 81 à 92.

mer houleuse. On ne connaît pas d'autre moyen que celui d'expérimenter avec des modèles, moyen appliqué pour la première fois par M. W. Froude. Cette méthode ne laisse à cet égard rien à désirer. La preuve en est dans le fait que les courbes d'extinction déterminées pour plusieurs navires au moyen de modèles se sont trouvées correspondre parfaitement aux courbes relevées dans des expériences directes d'oscillation.

La *courbe d'extinction* (diagramme ayant pour abscisses les nombres d'oscillations, et pour ordonnées les amplitudes) est un élément indispensable pour compléter la formation du navipendule d'un navire donné. Il est essentiel que la similitude du navipendule oscillant au navire roulant s'étende au phénomène de l'extinction. Dans l'extinction entrent deux espèces d'éléments : les nombres des oscillations et les angles de bande; puisque pour ces éléments le rapport de similitude est l'unité, il en résulte que la condition qu'il s'agit de remplir est tout simplement que le navipendule et le navire aient la même courbe d'extinction.

7. Résistance au roulis sur le navipendule. — Il est nécessaire d'ajouter artificiellement des résistances au navipendule, qui autrement, étant laissé libre, pourrait accomplir un très grand nombre d'oscillations avant de s'arrêter.

Après diverses recherches faites dans le but de vérifier les effets de résistances de diverses espèces (résistance de l'air, résistance de frottement par roulement, etc.) le système choisi est celui qui est indiqué par la figure 3. Un taquet de bois D est fixé à la tige du navipendule; il est taillé, à la partie supérieure, selon une certaine surface cylindrique *mn*. Une sangle de cuir SS est tendue au-dessus du taquet D dans la direction parallèle au plan d'appui. Pendant que le navipendule roule, la pièce D frotte continuellement contre la sangle, donnant naissance à une résistance de frottement opposée au mouvement. Pour donner au navipendule la courbe voulue d'extinction, il faut donner à la surface *mn* une forme convenable, et régler convenablement la tension de la sangle; tout dépend de là.

On y arrive par une voie tout à fait pratique, en procédant au moyen d'essais méthodiques. On ne rencontre pas de difficulté pour atteindre le but désiré.

La sangle est munie d'un dynamomètre à une de ses extrémités. Les influences que peuvent avoir la température, l'état hygrométrique de l'air, etc., se corrigent, avant de procéder à une expérience, en relevant une courbe d'extinction, et en modifiant, si on le trouve nécessaire, la tension de la sangle.

Il faut faire ici une observation sur la manière dont on a appliqué une résistance de frottement au navipendule, afin d'en arrêter les oscillations dans la mesure voulue.

Il est certain que la résistance artificielle n'est pas liée par une similitude complète avec les résistances que le navire rencontre, instant par instant, durant une oscillation entière. Il serait pratiquement très difficile d'obtenir

ce résultat, d'autant plus que la loi d'après laquelle les résistances agissent réellement n'est pas bien connue; par exemple, en ce qui concerne les quilles latérales, on ne peut pas affirmer dans quel stade de l'oscillation elles développent leur plus grand effet résistant.

Mais, même si l'on pouvait établir cette condition de similitude parfaite, on n'en retirerait pratiquement aucun avantage. Pour notre but, l'important est que le gros du phénomène, dans le passage d'une oscillation à l'autre, soit représenté avec une exacte concordance des éléments qui exercent leur influence sur le roulis en mer houleuse, c'est-à-dire décroissance d'amplitude, durée de l'oscillation, travail absorbé par les résistances, toutes conditions qui sont vérifiées dans le navipendule tel que nous venons de le décrire.

Quand ce dernier est composé de la manière décrite jusqu'ici, son roulis sur le plan LL, disposé horizontalement, reproduit à petite échelle, avec une très grande approximation, le roulis du navire en eau calme.

Jusqu'ici l'emploi du navipendule n'aurait aucun but, puisque les épreuves d'oscillation avec les modèles résolvent d'une manière parfaitement satisfaisante les problèmes relatifs au roulis des navires. Au contraire, nous avons vu que, pour composer un navipendule, il faut, en général, recourir à des expériences faites avec un modèle. Mais l'emploi du navipendule commence où celui du modèle finit; en effet, avec le navipendule superposé à l'appareil que nous allons maintenant décrire, on peut déterminer le roulis du navire sur houle, tandis que, avec un modèle flottant, on ne peut le faire.

8. Généralités sur l'appareil à mouvement houleux. — Ce qui constitue l'essence de l'appareil, c'est un mouvement d'une nature spéciale imprimé à la plaque plane destinée à soutenir le navipendule, la plaque LL qu'on voit dessinée dans les figures 1, 2, 3. En peu de mots, ce mouvement correspond, à une échelle réduite, à celui d'une petite portion de la surface de la houle, considérée comme trochoïdale; en d'autres termes, il correspond au mouvement d'un petit radeau, flottant au passage d'une houle régulière et permanente.

Supposons que LL (*fig.* 8) soit ce radeau; son point milieu M décrit une orbite circulaire de rayon $r = \frac{H}{2}$, H étant la hauteur de la houle; le mouvement circulaire est uniforme, et la durée de la révolution est

$$T = \sqrt{\frac{2\pi}{g} L},$$

L étant la longueur de la houle; la normale au radeau au point M est constamment dirigée vers un certain point P, qui se trouve sur la verticale du point O, à une hauteur $OP = \frac{L}{2\pi}$.

La figure 8 représente les diverses positions prises par le profil de la houle et par le radeau pendant le mouvement. Il est évident qu'on peut imaginer le

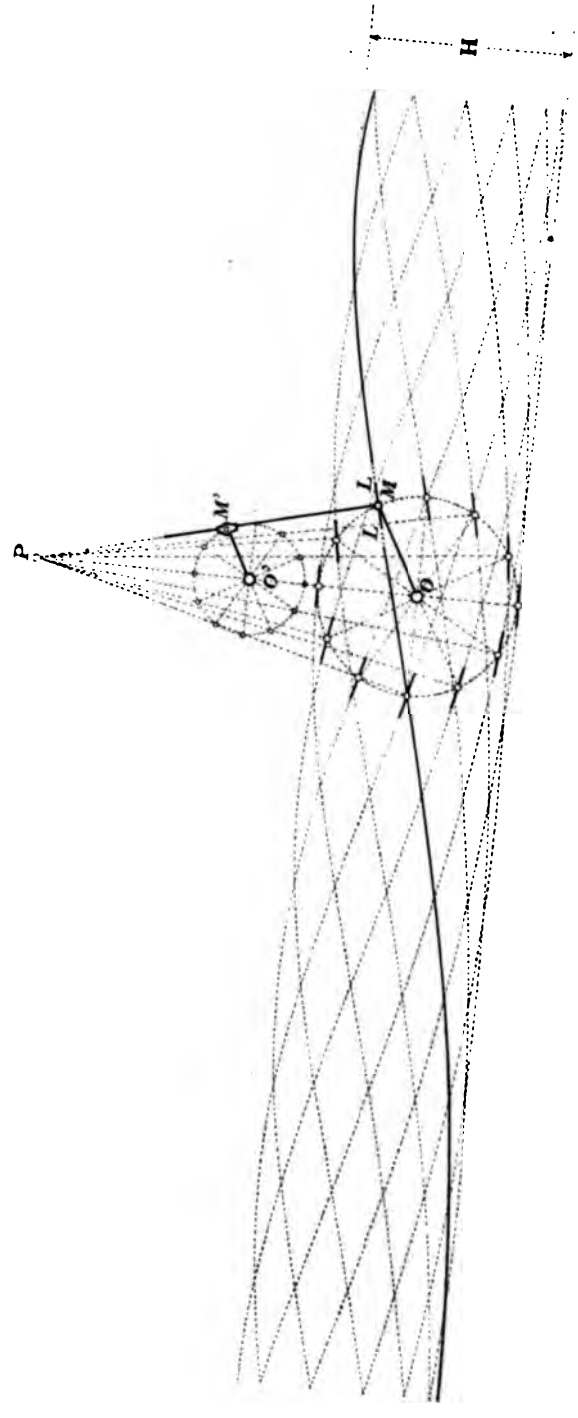


Fig. 8.

radeau soustrait à l'action de l'eau qui l'entoure, et soutenu par des moyens mécaniques qui continuent à lui imprimer un mouvement identique à celui qui est produit par le mouvement de la houle.

C'est là précisément le but de l'appareil : un mouvement houleux est imprimé à la plaque LL de l'appareil, lorsque celui-ci est disposé de façon à simuler une houle de dimensions données.

Il est important de remarquer que cela ne change rien aux effets que le mouvement du radeau produit sur un corps pesant appuyé sur sa surface. Un tel corps est sujet, de par son propre poids, et par la force centrifuge, à une pesanteur apparente dirigée constamment selon la normale à la surface du radeau LL. La propriété caractéristique du mouvement houleux, relative à la direction du poids apparent ou de la *verticale virtuelle,* qui est d'une importance capitale pour le roulis des navires, se conserve dans le radeau mis en mouvement par un moyen mécanique.

Le mouvement dont nous nous occupons (*fig.* 8) peut être produit aussi à petite échelle suivant les principes de la similitude mécanique, et il est facile de vérifier que, même dans ce cas, la propriété caractéristique du mouvement houleux, dont nous avons parlé plus haut, est parfaitement conservée. L'exactitude de cette proposition est évidente, si l'on réfléchit qu'une petite houle peut toujours être considérée comme une grande houle reproduite à une petite échelle en harmonie avec les principes de la similitude mécanique; en effet, la petite houle ne jouit pas moins que la grande des propriétés générales des houles.

Si l'on établit entre les grandeurs fondamentales les rapports :

λ pour les longueurs (L),
$\sqrt{\lambda}$ pour les temps (T),
μ pour les masses (M),

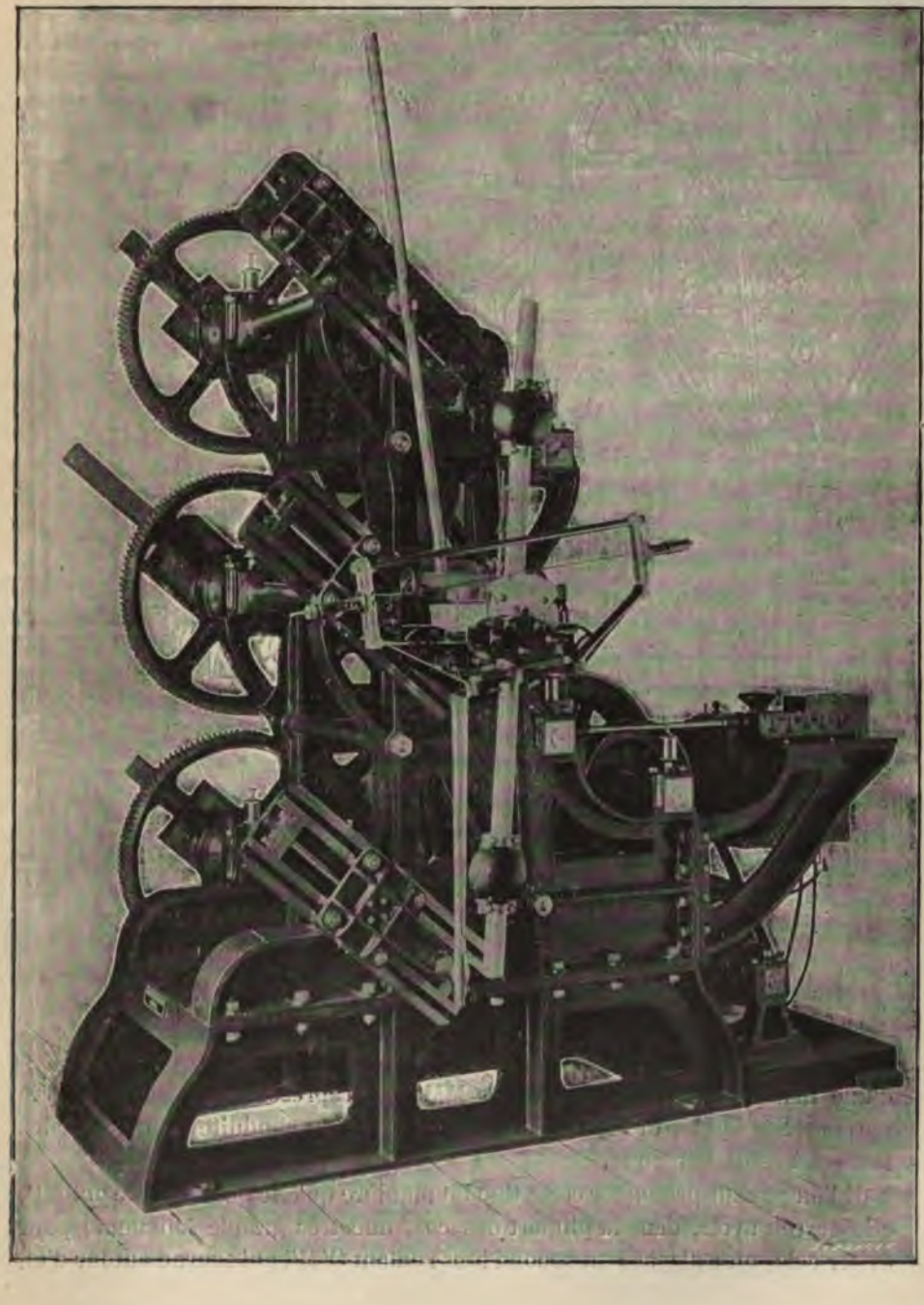
on a, entre les divers éléments, les rapports indiqués par le tableau suivant :

Éléments considérés.	Houle.	Appareil.	Rapport.
Longueur de la houle	L	λL	λ
Hauteur	H	λH	λ
Rayon du cercle générateur du profil trochoïdal	R	λR	λ
Rayon de la circonférence orbitale	r	λr	λ
Période (durée de la révolution)	T	$\sqrt{\lambda}T$	$\sqrt{\lambda}$
Poids	P	μP	μ
Force centrifuge	C	μC	μ
Poids apparent	P'	$\mu P'$	μ
Angle de la verticale apparente avec la verticale vraie.	φ'	φ'	1

C'est précisément un mouvement houleux à petite échelle qui est imprimé à la plaque LL de l'appareil, lorsque celui-ci est disposé de façon à simuler, ainsi que nous l'avons dit plus haut, une houle de dimensions données.

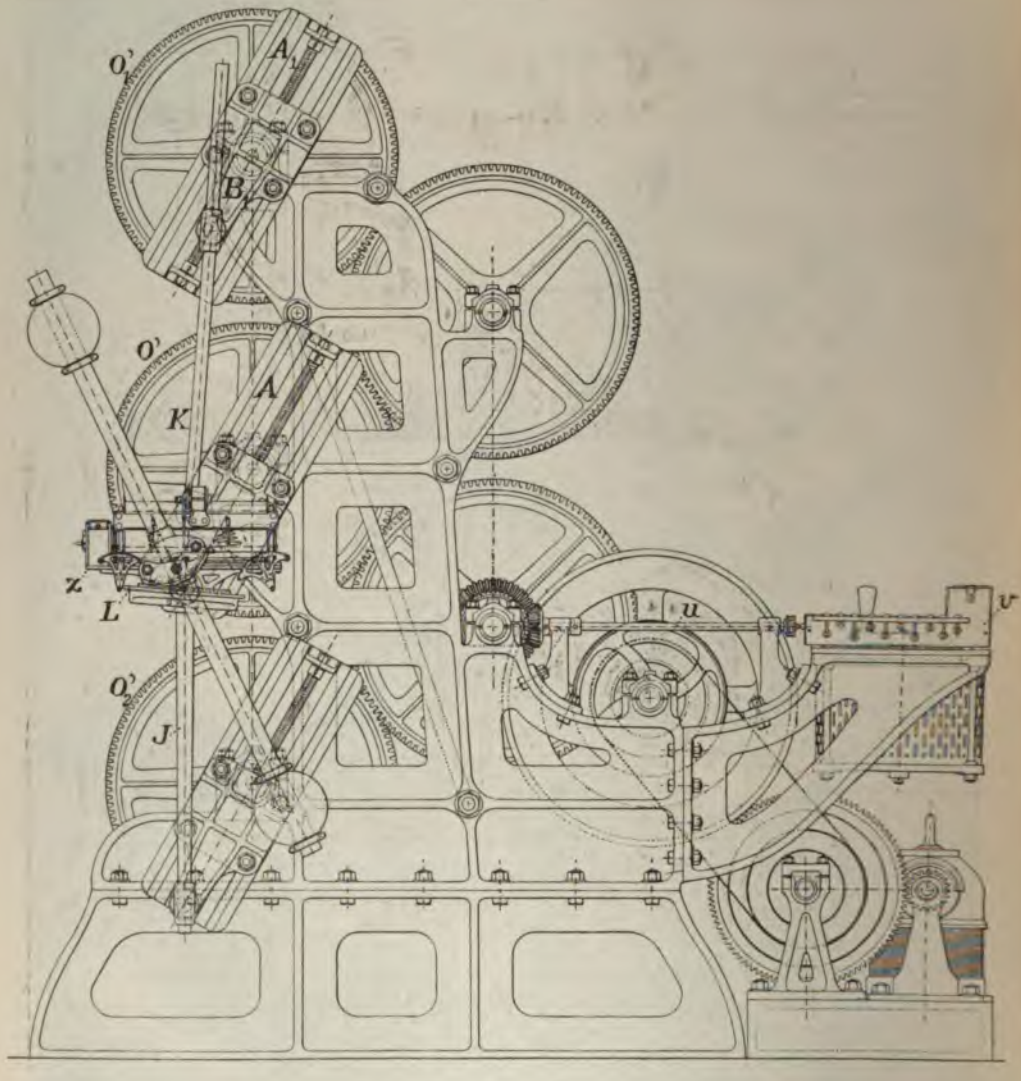
9. Parties principales de l'appareil. — L'appareil est représenté dans son ensemble par la photogravure (*fig.* 9) et par les trois figures 10, 11, 12.

Fig. 9 (extraite de l'*Engineering*).



La partie essentielle de la machine, comme nous l'avons déjà vu, est la plaque sur laquelle roule le navipendule ; cette plaque qui, dans la figure 8, est indiquée par la ligne LL, est soutenue par un bras OM, qui tourne, avec une vitesse uniforme, autour d'un axe projeté au point O ; elle est jointe

Fig. 10.



d'une manière invariable à une tige MM', qui représente matériellement la normale à la houle, et qui agit comme un levier de conduite pour régler les inclinaisons de la plaque.

Si l'on voulait prolonger cette tige de manière qu'elle passât par le point P, elle devrait avoir, dans la plupart des cas, une très grande longueur ; pour éviter cela, on a disposé un second bras roulant O'M', qui tourne autour d'un

Fig. 12.

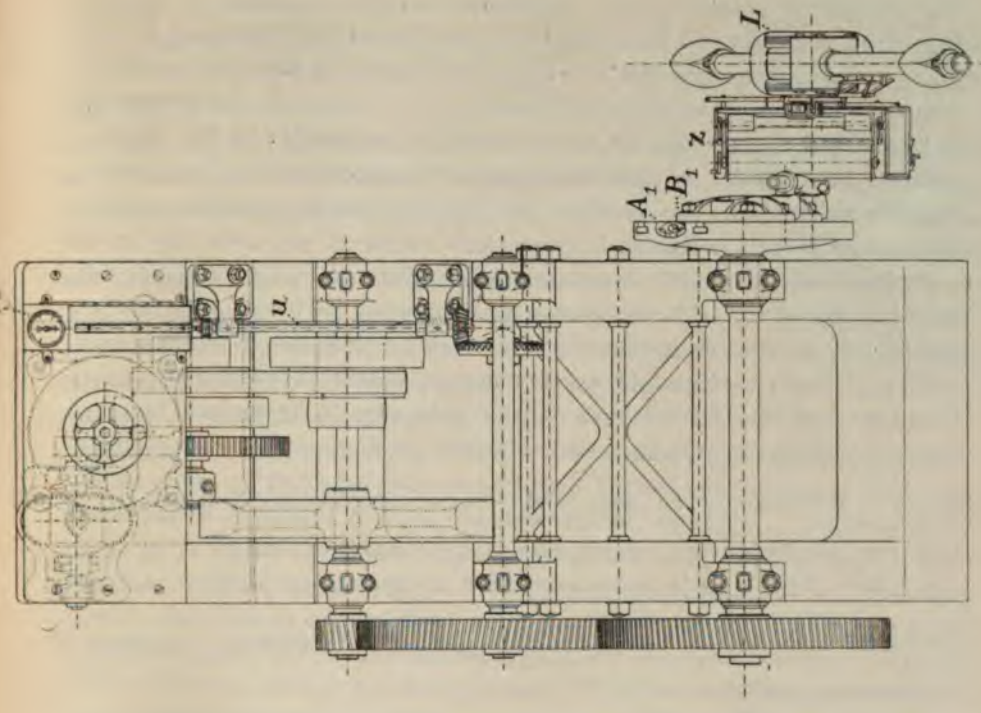
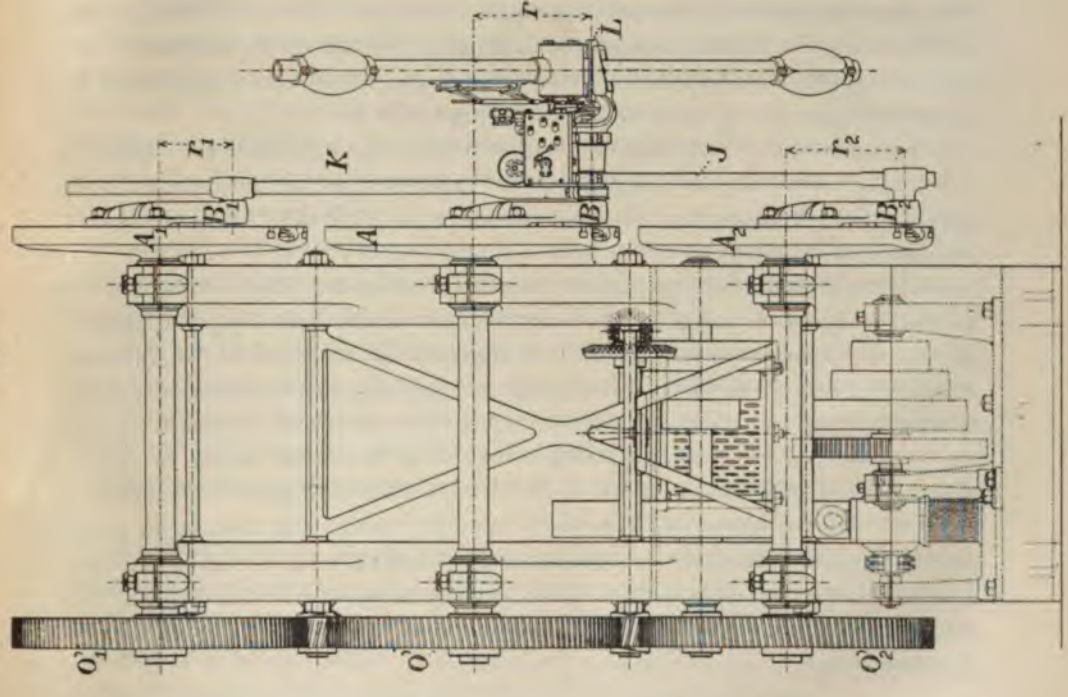


Fig. 11.



axe projeté au point O', en se maintenant toujours parallèle au bras principal OM, et qui porte à l'extrémité M' un manchon donnant passage, à frottement doux, à la tige MM'. La figure 8 montre clairement comment le mouvement se produit. Dans les figures 10, 11, 12 on retrouve la plaque L, la tige K, qui lui est normale, la traverse A, sur laquelle on fixe, dans une position convenable, le bras B portant la plaque L et la traverse A_1, sur laquelle on fixe dans une position convenable le bras B_1 portant le manchon qui sert de guide à la tige K.

Pour disposer l'appareil de manière qu'il représente, à une échelle de longueur λ donnée, une houle de longueur donnée L, de hauteur H, et de période T, il faut régler convenablement les longueurs des bras OM, O'M' (*fig.* 8), et la vitesse de rotation de l'appareil. La longueur du bras OM, longueur que dans la figure 11 on voit indiquée par la lettre r, doit être égale à la moitié de la hauteur de la houle à échelle réduite; elle doit être $r = \lambda \frac{H}{2}$. La longueur du bras O'M', longueur qui, dans la figure 11, est indiquée par la lettre r_1, dépend de la longueur de la houle et de la distance OO' (*fig.* 8), qui est une constante de l'appareil; on peut constater facilement qu'elle doit être $r_1 = r\left(1 - \frac{2\pi\overline{OO'}}{\lambda L}\right)$. La période, ou temps de la révolution, doit être $= \sqrt{\lambda}\,T$.

Il est important de noter que, de même que la période de la houle est une fonction de sa longueur, de même aussi la vitesse de rotation de l'appareil est une fonction de la longueur assignée aux bras OM, O'M'. Pendant les expériences, la vitesse doit être maintenue parfaitement uniforme; on emploie, à cet effet, un indicateur *Valessie* v, qui reçoit son mouvement de l'appareil (*fig.* 10, 11, 12), au moyen du petit bras u.

Les propriétés de cet appareil sont connues. Les neuf clés de l'appareil sont réglées selon la vitesse que l'on veut maintenir, et un observateur suit, pendant l'expérience, les indications données par l'aiguille, à mesure que la vitesse tend à croître ou à diminuer.

La force motrice est fournie par un petit moteur électrique établi sur un piédestal séparé. Le moteur est alimenté par une batterie d'accumulateurs, en vue d'avoir un courant continu et régulier. Le mouvement est transmis aux trois roues dentées O', O'_1, O'_2 (*fig.* 10), qui tournent uniformément, et parallèlement entre elles. La vitesse de ces roues peut être variée à volonté entre 10 et 77 révolutions par minute. On obtient la vitesse voulue au moyen d'une paire de cônes de poulies, et de résistances électriques. Ayant obtenu ainsi une vitesse approximative, on la ramène ensuite exactement au point voulu, en faisant usage d'une résistance électrique graduée, manœuvrée par l'aide qui observe le *Valessie*. Pour assurer une parfaite uniformité, des contrepoids sont employés en connexion avec les trois axes principaux de la machine.

Le mouvement ainsi obtenu est très régulier, comme on peut, du reste, le constater, après chaque expérience, sur le diagramme fourni par l'appareil enregistreur.

L'appareil enregistreur est destiné à fournir un diagramme donnant les angles que le navipendule, monté sur l'appareil, fait avec la verticale, pendant ses oscillations, que l'appareil soit en repos ou en mouvement; il enregistre, en outre, sur le même diagramme, les angles que la normale à la plaque LL, c'est-à-dire à la surface de la houle, fait avec la verticale; en outre des deux courbes qui donnent ces indications, et qui sont disposées de la manière indiquée par les lignes pleines de la figure 13, l'appareil enregistre une échelle des temps, au moyen d'un électro-aimant relié à un chronomètre. Les angles d'inclinaison, soit du navipendule, soit de la normale à la houle, sont rapportés à la verticale. Pour obtenir ce résultat, l'appareil enregistreur est porté par une plate-forme horizontale Z (*fig.* 10, 12), qui accompagne la plaque L dans son mouvement, mais qui, contrairement à celle-ci, se maintient constamment horizontale. Afin d'obtenir cette horizontalité, ladite plate-forme est liée à une bielle J (*fig.* 10, 11), qui, pendant le mouvement de l'appareil, est maintenue verticale. En effet, de même qu'il arrive pour la tige K, qui, vers le haut, est obligée de passer par l'extrémité du bras B_1, la tige J est obligée aussi de passer, vers le bas, par l'extrémité d'un bras B_2; mais ce dernier est toujours fixé dans une position telle qu'il en résulte (*fig.* 11) $r_2 = r$; par conséquent, la tige J ne peut que se mouvoir parallèlement à elle-même, en conservant constamment sa verticalité.

Il n'est pas nécessaire de décrire en détail l'appareil enregistreur. Les crayons destinés à tracer les diagrammes des angles se déplacent horizontalement, et s'écartent des positions médianes proportionnellement aux angles; on obtient donc des diagrammes orthogonaux; leurs ordonnées sont à l'échelle de $1^{mm},5$ pour un degré d'inclinaison.

Un dispositif spécial est nécessaire pour que le navipendule transmette ses inclinaisons à l'appareil enregistreur, tout en restant libre dans son roulis; en effet, il faut observer que le navipendule ne tourne pas autour d'un axe fixe, et, de plus, dans une expérience un peu prolongée, il peut à la fin s'éloigner un peu de la position médiane qu'il occupait au commencement sur la plaque. Un système de plusieurs petites tiges articulées entre elles, constituant une sorte de prisme déformable, répond à ce but; il est construit et placé de telle manière, qu'il n'oppose que de très petites résistances aux oscillations du navipendule.

10. Similitude du roulis du navipendule au roulis du navire sur une houle de grandes dimensions. — Ainsi qu'il a été déjà dit, le but principal de l'appareil à mouvement houleux est de déterminer, au moyen du navipendule d'un navire donné, le mouvement oscillatoire que celui-ci prendra, quand il roulera passivement sur la houle avec mer de travers.

On a déjà vu que le navipendule est capable de représenter, avec toute l'approximation désirable, le roulis du navire en eau calme; en effet, tous les éléments qui entrent en jeu dans les oscillations transversales : poids, poussées, bras de levier du couple de stabilité, moments d'inertie, résistances, courbes d'extinction, sont semblables pour le navire et le navipendule correspondant.

Or il est facile de voir que, si le navipendule et l'appareil en mouvement représentent, dans le même rapport de similitude, l'un un navire donné, et l'autre une houle donnée, et si la longueur de la houle est assez grande par rapport aux dimensions du navire, le roulis du navipendule se trouve être parfaitement semblable au roulis du navire.

En effet, si la houle est assez grande par rapport au navire, ses couches liquides, dans l'espace occupé par la carène, sont planes et parallèles; la direction du poids apparent, et l'accélération qui y correspond, sont constantes en tous les points, pour tous les éléments de masse; le poids apparent du navire est appliqué au centre de gravité, et dirigé selon la normale à la houle; la poussée apparente est, elle aussi, dirigée selon la normale à la houle, appliquée au centre de carène, et est égale au poids apparent. Or, les positions que peut prendre le navire par rapport à l'eau de la houle sont évidemment les mêmes qu'il peut prendre dans le roulis en eau calme; de même, les centres de carène, la ligne des centres de carène (C), la développée métacentrique (D) et ses développantes possibles (c) sont aussi les mêmes que dans le roulis en eau calme; le mouvement a lieu encore de la même manière, si le navire, au lieu d'être soutenu par la poussée, est soutenu au moyen de la réaction d'un plan d'appui, pourvu que ce plan fasse partie, pour ainsi dire, de la houle, c'est-à-dire qu'il suive le mouvement de la partie de surface sur laquelle la développante choisie vient s'appuyer. L'appareil à mouvement houleux fournit précisément le plan d'appui dans les conditions voulues; l'action qu'il exerce sur le navipendule est donc parfaitement semblable à celle que la houle exerce sur le navire.

Le rapport de similitude pour les angles n'est autre chose que l'unité; par conséquent, la courbe d'oscillation du navipendule, enregistrée dans le diagramme, sera la même que celle qu'on aurait avec le navire réel.

11. Cas de la houle de dimensions modérées. — Les mêmes conclusions ne peuvent pas s'étendre d'une manière également générale et inconditionnée au cas où l'on a affaire à des houles de dimensions modérées par rapport à celles du navire.

Même quand il s'agit de houles relativement petites, les expériences navipendulaires peuvent être exécutées, et conduire à des résultats suffisamment exacts. Cependant, dans ce cas, au lieu de disposer l'appareil de manière à représenter la houle vraie, on doit le disposer de façon à représenter une *houle fictive*, ayant la longueur et la période de la houle vraie, mais une

hauteur réduite. Cela résulte de quelques vérifications dont nous nous sommes occupés autrefois, lorsque nous avons étudié un procédé pour déterminer la hauteur de la houle fictive convenable dans chaque cas ([1]).

Bien qu'il ne soit pas difficile de déterminer, pour chaque cas, la hauteur fictive à adopter, il n'est pas nécessaire, en général, pour les applications pratiques, de procéder à une semblable détermination. Ce qui importe, c'est d'être sûr que la nature du mouvement ne change pas, et que, même en fixant la hauteur fictive par approximation, les résultats correspondent à ceux qu'on pourrait avoir, dans la réalité, sur une houle d'une certaine hauteur. En effet, les expériences relatives aux navires ont toujours un but comparatif; on expérimente les navires qu'on veut comparer sur une série de houles de longueurs et de périodes graduellement croissantes, pour pouvoir juger de leur manière diverse de se comporter dans les mêmes conditions de mer. Si l'on établit, avec une approximation suffisante, une réduction convenable des hauteurs pour les petites houles, et que la série des houles établie soit constante pour tous les navires, il n'est pas du tout nécessaire de calculer à quelles hauteurs précises correspondent les hauteurs fictives.

Il y a, en outre, à considérer que les houles longues présentent un intérêt bien plus grand que les petites houles, parce qu'elles peuvent donner lieu aux mouvements de roulis les plus violents.

12. Phénomènes que l'on observe en procédant aux expériences.— A partir du moment où l'appareil se met en mouvement, et tant que la vitesse exacte n'est pas atteinte, on a une période de mouvement irrégulier, pendant laquelle, si les lois cinématiques du mouvement houleux sont satisfaites, les lois dynamiques, cependant, qui imposent que la période soit une fonction déterminée de la longueur de la houle, ne le sont pas. Pendant cet intervalle de temps, on ne peut pas abandonner le navipendule à l'action de l'appareil, sans avoir à craindre qu'il ne glisse le long de la plaque sur laquelle il repose; en effet, tant que la vitesse exacte n'est pas atteinte, le poids apparent agit dans une direction oblique à la plaque, et variable d'instant en instant. Tandis que, lorsque la vitesse exacte est atteinte, ce qui est indiqué par l'appareil *Valessie*, le poids apparent du navipendule, comme de tout autre objet placé sur la plaque, à proximité du milieu, est dirigé perpendiculairement à cette plaque; à partir de ce moment, on peut laisser le navipendule libre sans danger qu'il glisse. Pour la même raison qui fait qu'un corps flottant sur la houle n'a aucune tendance à glisser le long de la pente de la surface, un corps rond, placé sur la plaque, reste à sa place sur cette plaque sans glisser, quand celle-ci s'incline, et ceci même quand la pente de la houle représentée est très grande.

([1]) Voir *Trans. I. N. A.*, Vol. XLII, 1900. — *An Experimental Method., etc.* Appendice III. — *Voir* aussi *Rivista Marittima*, avril 1900, p. 107 et suiv.

On peut abandonner le navipendule à la libre oscillation dans une quelconque des positions par où passe la plaque d'appui durant une révolution de la machine; il peut, en outre, être abandonné droit ou incliné, avec ou sans vitesse angulaire initiale; c'est-à-dire qu'on peut commencer le roulis d'une infinité de manières.

De quelque manière qu'on commence, on observe dans toutes les courbes d'oscillation quelques caractères communs, dont nous parlerons plus loin. Ce qui frappe le plus, c'est que les amplitudes d'oscillation passent par des maxima et des minima de valeur, à des intervalles de temps à peu près égaux. Les plus grandes amplitudes vont cependant graduellement en diminuant, et les plus petites vont graduellement en augmentant, jusqu'à ce que les différences disparaissent tout à fait, et que le navipendule se réduise au *roulis forcé,* dans lequel il accomplit une oscillation d'amplitude constante à chaque passage d'une houle.

Pendant le roulis forcé, une altération quelconque dans la régularité du mouvement de l'appareil ou du navipendule, comme par exemple une variation momentanée de la vitesse, ou un petit choc que l'on fait subir au navipendule, suffit pour altérer l'uniformité du roulis, et pour faire que les phénomènes du roulis irrégulier, avec les amplitudes successivement croissantes et décroissantes, se reproduisent.

13. Expériences démonstratives sur quelques particularités du roulis des navires, et sur les propriétés du mouvement houleux. — Un des phénomènes qui peuvent être démontrés au moyen des expériences navipendulaires est celui qui concerne le cas du synchronisme entre la houle et le navire; dans ce cas, si les résistances sont petites, les amplitudes vont en augmentant d'une oscillation à l'autre, et l'on arrive bientôt à une amplitude qui dépasse les limites admises pour l'inclinaison du navipendule.

Si le navipendule est disposé pour représenter un navire doué d'une stabilité très petite, et s'il a, par conséquent, une longue période, l'expérience donne une démonstration évidente de la tendance du navire à se maintenir droit malgré l'action de la houle; avec une période très longue, on peut obtenir une tranquillité presque parfaite du navipendule.

On peut démontrer expérimentalement que le roulis d'un navire à période très courte se réduit à une simple oscillation sur la normale à la houle.

L'appareil se prête à beaucoup d'autres expériences démonstratives sur les différentes conditions dans lesquelles un navire peut se trouver.

Il est aisé encore de démontrer la similitude entre le mouvement de la plaque de l'appareil et le mouvement de l'eau formant partie de la houle, par une expérience qui sert en même temps à mettre en évidence les propriétés caractéristiques de la houle trochoïdale.

On relie à la plaque un verre contenant de l'eau, dont le bord est parallèle à son plan. Pendant le mouvement de l'appareil, on fait monter le niveau du

liquide jusqu'au bord du verre, et l'on observe que l'eau ne se déverse pas, si grande que soit l'inclinaison que prend la plaque dans sa rotation.

Lorsqu'on observe ce phénomène, on doit imaginer que le liquide représente une petite portion de la houle réelle, que le verre même fait partie, pour ainsi dire, de la houle, comme s'il était composé d'une partie solidifiée du liquide même, et l'on doit imaginer que l'on assiste au passage d'une houle réelle, ayant les dimensions qui résultent effectivement de la disposition de l'appareil. En supposant cela, on se rend compte de la raison pour laquelle le liquide ne se déverse pas; et le mouvement, d'une nature bien déterminée, qui est donné au verre en vertu de sa connexion avec l'appareil, fournit une démonstration des lois auxquelles les masses d'eau de la houle obéissent.

14. Quelques observations sur les courbes d'oscillation. — Supposons que le navipendule soit abandonné à l'action de l'appareil (ou le navire à l'action de la houle) à un instant quelconque de la rotation, avec un angle d'inclinaison initial et une vitesse angulaire initiale tout à fait arbitraires. Ce qui arrive après le premier instant du mouvement est représenté par la *courbe d'oscillation* (ligne A dans la partie supérieure de la figure 13), ayant pour abscisses les temps, et pour ordonnées les angles d'inclinaison sur la verticale. La ligne sinueuse, à la partie inférieure de la figure, donne, en parfaite correspondance avec la courbe d'oscillation, les inclinaisons de la normale à la surface de la houle relativement à la verticale.

Les caractères généraux du roulis du navire sur houle sont mis en évidence par la courbe A, présentée comme exemple. Le roulis, d'abord non uniforme, aboutit finalement, après un temps plus ou moins long, à l'oscillation uniforme, ou forcée, dont l'amplitude est constante, et la période égale à celle de la houle; pendant le roulis non uniforme, les amplitudes passent alternativement par des valeurs maxima et minima, avec une certaine régularité dans les intervalles de l'une à l'autre; les amplitudes maxima vont graduellement en décroissant jusqu'à ce qu'elles se réduisent à l'amplitude constante du roulis forcé; les amplitudes minima vont aussi en décroissant, jusqu'à un certain point, selon une loi analogue à celle de la décroissance des maxima; ensuite elles croissent jusqu'à atteindre l'amplitude constante du roulis forcé; il y a, par conséquent, un certain point P, à proximité duquel on rencontre des oscillations très restreintes, bien peu différentes de l'amplitude nulle.

Il ne serait ni court ni facile d'exposer toutes les considérations et les explications auxquelles on serait conduit par une analyse complète du phénomène du roulis, tel qu'il est représenté par les courbes d'oscillation. Du reste, la base de cet examen se trouve dans le principe de la superposition des deux oscillations composantes, établi en 1896 par M. R.-E. Froude [1];

---

[1] *Transactions I. N. A.*, Vol. XXXVIII, 1896 : R.-E. Froude, *The non uniform rolling of ships.*

suivant ce principe, quoique le roulis non uniforme d'un navire sur une houle puisse se présenter sous une infinité de formes différentes l'une de l'autre, cette infinité de formes n'est que le résultat de la superposition du roulis forcé, propre au navire sur la houle considérée, à une libre oscillation du navire en eau calme.

Ce principe est vérifié, avec une grande approximation, dans les expériences navipendulaires. Comme conséquence, si l'on trace sur la courbe d'oscillation A (*fig.* 13) les lignes auxiliaires B, B′, C, C′, D, D′, et les

Fig. 13.

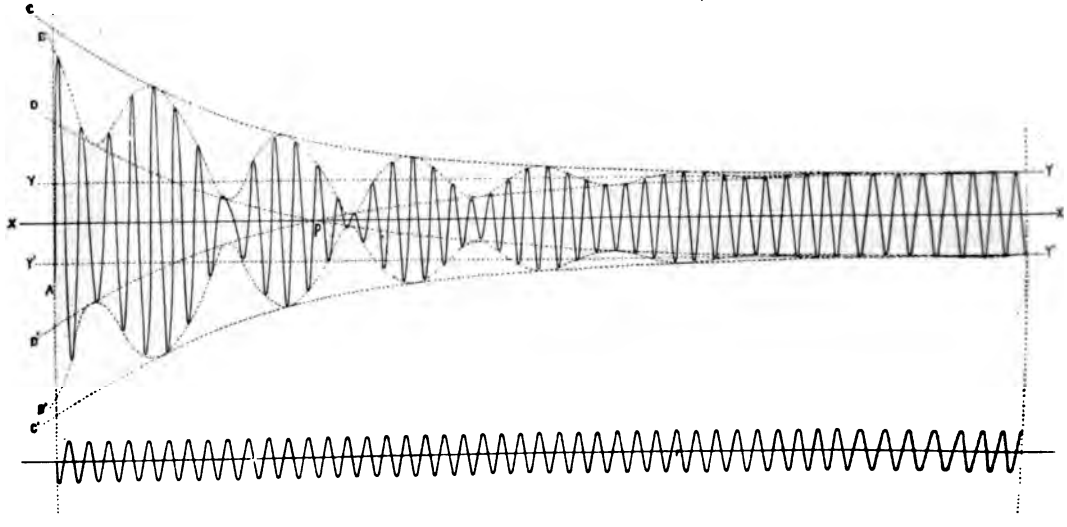
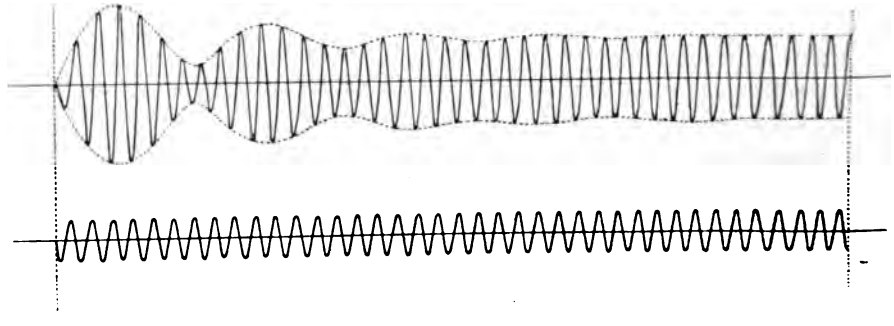


Fig. 14.



axes Y, Y′, de la manière que la figure 13 explique d'elle-même, on peut vérifier :

a. Que les courbes B, B′ sont symétriques par rapport à l'axe XX, et, par suite, que les courbes C, C′, D, D′ sont, elles aussi, symétriques par rapport au même axe ;

b. Que la courbe D n'est que la courbe C transportée perpendiculairement à l'axe XX à une distance égale à la distance des axes Y, Y′; de même, les

courbes D′, C′ sont égales entre elles; il s'ensuit que les courbes C, D′ sont symétriques relativement à l'axe Y, et les courbes C′, D sont symétriques relativement à l'axe Y′;

c. Que la courbe C, en prenant pour base l'axe Y, n'est autre chose que la courbe d'extinction en eau calme, ce qu'on peut dire aussi des courbes C′, D, D′, qui sont toutes identiques entre elles;

d. Enfin que les courbes B, B′, ainsi que la courbe d'oscillation A, peuvent varier à l'infini, pour le même navire et sur la même houle, en restant toutefois contenues dans les limites qui sont fixées par les lignes auxiliaires C, C′, D, D′.

Dans la plupart des cas, les caractères des courbes d'oscillation [1], décrits ci-dessus, sont clairement visibles, ainsi que dans l'exemple donné par la figure 13. Lorsqu'on considère des navires dont la période est excessivement longue ou excessivement courte par rapport à la période de la houle, ou dont les formes de carène, la disposition des poids, etc., ne sont pas dans les conditions ordinaires, on peut avoir des courbes d'oscillation s'éloignant, en apparence, de la régularité des lois établies plus haut; toutefois, si l'on examine ces courbes attentivement, on reconnaît que, même dans ces cas, les propriétés que nous avons indiquées en général sont vérifiées.

15. Commencement du roulis dans les expériences comparatives. Diagramme du roulis. — L'angle de roulis forcé est un élément bien précis et déterminé, ayant une valeur particulière pour chaque navire sur chaque houle, telle qu'on peut l'obtenir d'après une expérience navipendulaire.

Mais, pratiquement, la détermination de cet élément n'a qu'une importance limitée. On sait qu'en pratique il arrive bien difficilement que le navire puisse parvenir à la condition du roulis forcé, qui exigerait une parfaite régularité et permanence de la houle, et l'absence de toute cause de perturbation. Le roulis irrégulier, qui, en général, précède le roulis forcé, représente la condition ordinaire d'oscillation du navire, lequel n'a jamais le temps de parvenir au roulis uniforme, avant que quelque altération soit produite par une irrégularité quelconque du mouvement houleux, ou bien par un changement de route ou de vitesse du navire; à ces actions peut s'ajouter celle du vent.

Certainement le *desideratum* serait de connaître l'inclinaison maximum que le navire pourra atteindre dans une condition donnée de mer houleuse; mais le problème, posé dans ces termes, serait indéterminé, à cause de l'incertitude sur les actions perturbatrices qui peuvent survenir.

---

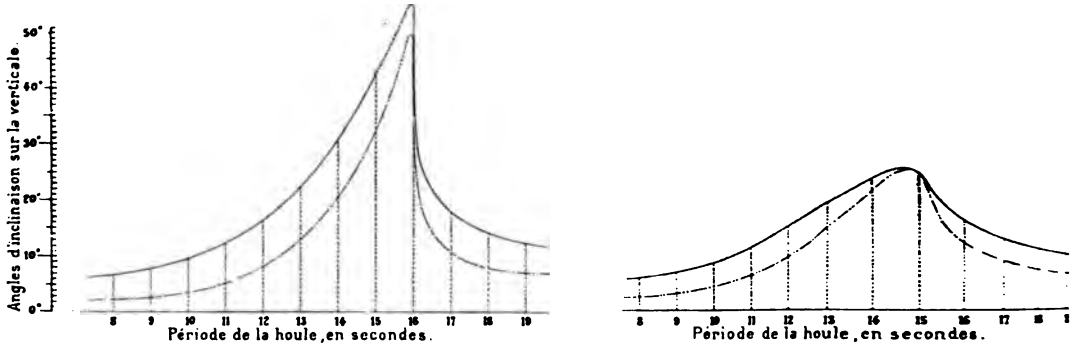
[1] Afin d'éviter la confusion, nous appelons *courbe d'oscillation* la courbe qui, dans la figure 13, est indiquée par la lettre A; nous appelons *courbe de roulis* la courbe B; nous réservons le nom de *diagramme du roulis* du navire à un diagramme orthogonal, ayant pour abscisses les périodes des houles et pour ordonnées les angles des inclinaisons maxima sur les houles considérées (*voir* p. 266, 267, *fig.* 15 à 20).

type *Royal-Sovereign*. Dans le présent mémoire, nous nous bornons à indiquer les résultats qui se trouvent résumés dans les *diagrammes du roulis*.

Deux cas différents sont considérés dans les expériences pour le *Re-Umberto :* le premier (*fig.* 15) se rapporte au navire tel qu'il était avant l'ap-

Fig. 15. — *Re-Umberto* (sans quilles latérales).

Fig. 16. — *Re-Umberto* (avec quilles latérales).

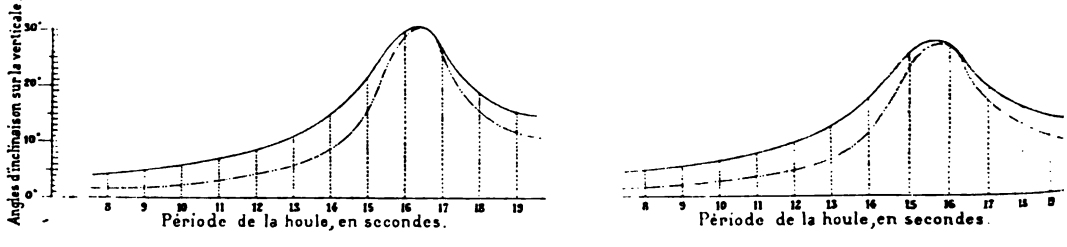


——— Courbe des amplitudes maximum.
—·—·—·— Courbe des amplitudes des oscillations forcées.

plication des quilles latérales; le second (*fig.* 16), au navire après l'addition de ces appendices. La *Regina-Margherita* était encore sur cale lorsque nous avons exécuté les expériences navipendulaires. Ce navire a été considéré dans deux cas différents : les calculs ayant démontré que la période du navire complet serait comprise à peu près entre 8s,0 et 7s,5, on a soumis aux essais ces deux conditions (*fig.* 17 et 18); naturellement, les courbes d'ex-

Fig. 17. — *Regina-Margherita* (période 8s).

Fig. 18. — *Regina-Margherita* (période 7s,5).



——— Courbe des amplitudes maximum.
—·—·—·— Courbe des amplitudes des oscillations forcées.

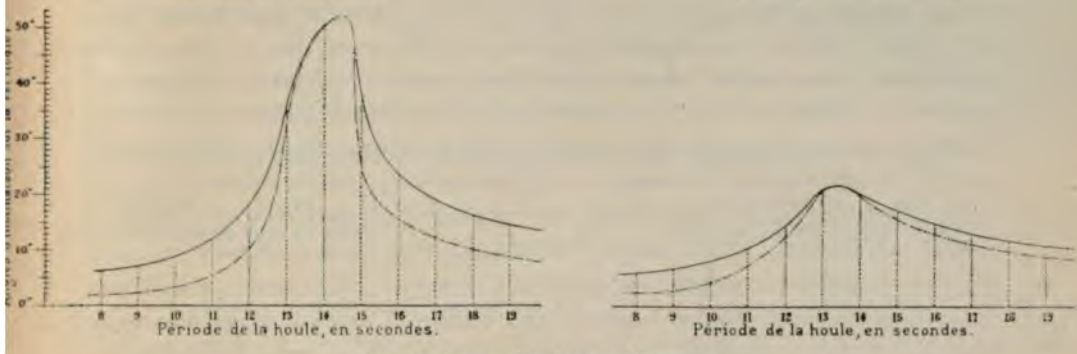
tinction, déterminées au moyen du modèle au bassin, sont différentes dans les deux cas. Pour le *Revenge,* nous avons considéré le navire, de la même manière que le *Re-Umberto,* avant l'addition des quilles latérales (*fig.* 19) et après cette addition (*fig.* 20). Les courbes d'extinction dont nous avons fait usage pour ce navire sont celles obtenues dans les expériences d'oscilla-

tion exécutées à Portsmouth en octobre 1894, janvier et février 1895 (¹).

Pour bien faire comprendre les diagrammes, nous avons quelques explications à donner à l'égard des dimensions des houles considérées. On a expérimenté des houles de périodes croissantes depuis 8 jusqu'à 19 secondes. Certainement il n'est pas facile de rencontrer des houles assez longues pour

Fig. 19. — *Revenge* (sans quilles latérales).

Fig. 20. — *Revenge* (avec quilles latérales).



——— Courbe des amplitudes maximum.
—·—·—·— Courbe des amplitudes des oscillations forcées.

avoir une période de 19 secondes; cependant, il nous a semblé opportun de pousser les essais jusqu'à cette valeur de la période, pensant qu'une houle ayant une période absolue courte peut bien avoir une période relative longue, par suite de la direction de la route et de la vitesse du navire.

Quant aux hauteurs des houles, nous les avons établies sur la base des longueurs, dans la proportion donnée par la formule

$$H = \frac{L}{60} + 1^{m}.$$

On peut observer que pour les petites houles, par exemple pour celles de la période 8 secondes, ayant environ 100^{m} de longueur, la hauteur donnée par la formule $\left(2^{m},67, \text{ c'est-à-dire } \frac{1}{37}L\right)$ paraît trop petite proportionnellement à la longueur; mais, à cet égard, il faut tenir compte de ce que nous avons dit au paragraphe 11 sur la hauteur fictive de la houle. Pour les raisons déjà dites, nous n'avons pas jugé nécessaire de calculer les hauteurs réelles exactement correspondantes aux hauteurs des houles reproduites avec l'appareil; il suffit de savoir que, pour les houles les plus petites parmi celles considérées, la hauteur adoptée est un peu au-dessous de la hauteur réelle, tandis que la différence disparaît totalement pour les houles plus longues.

(¹) Mémoire de Sir WILLIAM WHITE, *Our Battleships. Notes on further experience with first class Battleships* (*Transactions I. N. A.*, Vol. XXXVII, 1895).

Les conditions dans lesquelles les trois navires ont été considérés sont les suivantes :

Navires expérimentés.	Déplacement.	Hauteur méta-centrique.	Période de l'oscillation simple pour les petites amplitudes.
	tx	m	s
Re-Umberto, sans quilles latérales (*fig.* 15)..	13893	1,48	6,90
» avec » (*fig.* 16)..	»	»	»
Regina-Margherita (premier cas) (*fig.* 17)..	13490	1,20	8,00
» (deuxième cas) (*fig.* 18)..	»	»	7,50
Revenge, sans quilles latérales (*fig.* 19)..	14000	1,10	7,73
» avec » » (*fig.* 20)..	»	1,09	8,07

Un examen des diagrammes obtenus pour les trois navires pourrait donner

Fig. 21. — *Re-Umberto* (avec et sans quilles latérales).

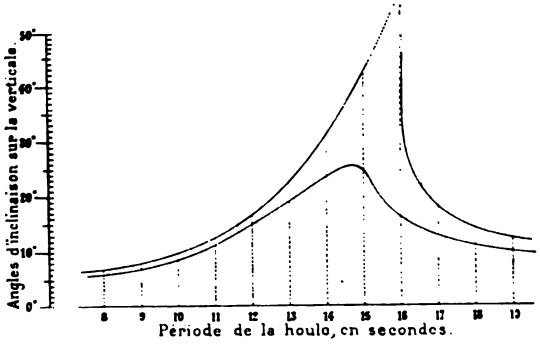
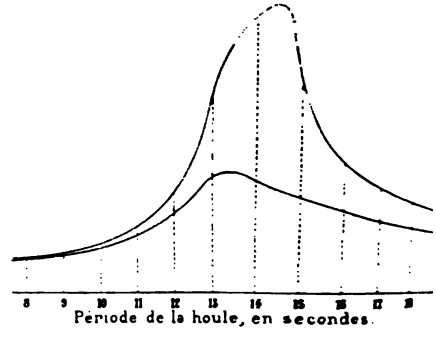


Fig. 22. — *Revenge* (avec et sans quilles latérales).



lieu à plusieurs considérations; dans le but d'en exposer quelques-unes, qui nous semblent dignes d'attention, nous avons dessiné (*fig.* 21 à 24) quelques-uns de ces diagrammes superposés.

Fig. 23. — *Re-Umberto* et *Revenge*.

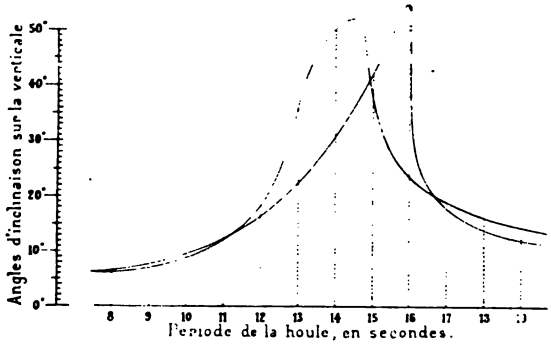
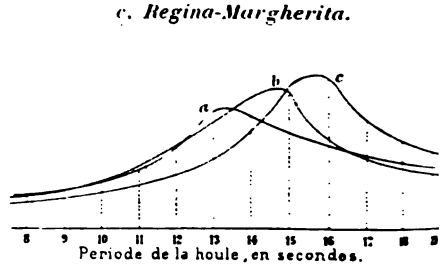


Fig. 24.



Les deux courbes du *Re-Umberto* (*fig.* 21) montrent évidemment quel avantage a apporté l'addition des quilles latérales : l'angle *maximum maxi-*

morum a été réduit à moins de moitié. La même figure donne une confirmation du fait connu, que l'addition des quilles latérales ne donne pas de grands avantages sur les houles de courte période; leur bénéfice se manifeste sur les houles longues, d'autant plus marqué que l'on approche plus de la condition du synchronisme. Les deux courbes du *Revenge* (*fig.* 22) conduisent à la même conclusion.

Les courbes du *Re-Umberto* et du *Revenge,* tous deux sans quilles latérales, superposées dans la figure 23, nous montrent un phénomène curieux à première vue, et qui ne pouvait pas être prévu par les méthodes basées sur l'hypothèse du synchronisme des oscillations. Le *Re-Umberto*, dont la période pour les petites amplitudes est de 6,9 secondes, atteint la condition critique du synchronisme sur une houle plus longue que le *Revenge,* dont la période aux petits angles est de 7,7 secondes. Or la raison de ce phénomène se trouve dans la loi de variation de la période avec l'amplitude, loi qui diffère notablement pour les deux navires. L'isochronisme n'est vérifié que pour les petites amplitudes; pour le *Re-Umberto,* à mesure que l'angle augmente, la période augmente aussi, d'abord lentement, et ensuite avec une rapidité croissante; au contraire, pour le *Revenge* la période se maintient constante jusqu'à l'angle de 10 ou 12 degrés, et après elle diminue sensiblement. D'où provient cette différence dans la loi de variation de la période? La raison en est dans les différences des formes de carène des deux navires, dont on peut se faire une idée en examinant les développées métacentriques (*fig.* 4 et 6). Le *Re-Umberto* possède une grande hauteur métacentrique initiale, mais le faux métacentre descend rapidement à mesure que l'inclinaison du navire croît; à 40° la hauteur métacentrique se trouve réduite d'un tiers environ de sa valeur initiale. Au contraire, on voit que pour le *Revenge,* à mesure que le navire s'incline, le faux métacentre s'élève au-dessus de la position initiale, à laquelle il ne revient que pour une inclinaison peu inférieure à 40°.

Il est aisé de comprendre que, si le couple de stabilité agit sur le *Re-Umberto*, pour les grandes oscillations, avec une efficacité rapidement décroissante, l'effet doit être un accroissement de la période; le contraire doit avoir lieu pour le *Revenge.*

La comparaison des deux diagrammes (*fig.* 23) nous fait voir que des deux navires, considérés sans quilles latérales, le navire anglais est dans des conditions moins bonnes que l'italien. Non seulement les grandes amplitudes de roulis se produisent sur des houles de plus courte période, houles que le navire peut plus facilement rencontrer, mais encore ces grandes amplitudes se maintiennent entre des limites plus larges de la valeur de la période. Au contraire, après l'addition des quilles latérales (*fig.* 24), les conditions du navire anglais sont plus favorables que celles du navire italien. Cela prouve que l'addition des quilles a procuré un avantage plus considérable sur le *Revenge* que sur le *Re-Umberto.* Il devait en être ainsi en raison des formes différentes des deux carènes; sur le *Revenge* celles-ci ont permis de placer

les quilles dans une position exceptionnellement favorable ; il y a, en outre, une différence, bien que petite, entre les surfaces des quilles latérales des deux navires (112$^{m^2}$ sur le *Revenge*, 100$^{m^2}$ sur le *Re-Umberto*, les deux quilles réunies).

La figure 24, où sont réunis les diagrammes des trois navires expérimentés, tous les trois dans les conditions actuelles avec leurs quilles latérales, nous fait voir que chaque navire a une courbe de roulis sur houle toute particulière, de même qu'il a une courbe de stabilité statique et une courbe d'extinction en eau calme particulière.

C'est là une conclusion importante, car elle nous indique quelle doit être l'application pratique de la méthode navipendulaire. Dans la recherche dont nous nous occupons, ainsi qu'il arrive dans d'autres problèmes d'architecture navale, le mieux est de procéder par voie de comparaison. Quand on a à sa disposition les diagrammes de roulis obtenus pour beaucoup de navires en service, dont les bonnes ou mauvaises qualités à la mer sont connues, il suffira de procéder à des expériences semblables pour les navires en projet, ou pour ceux reconnus doués d'une tranquillité insuffisante, pour pouvoir décider dans quelles conditions le navire se trouve par rapport aux autres, et s'il est nécessaire ou convenable d'y apporter des modifications, d'ajouter des résistances, de faire varier la hauteur métacentrique, etc.

Des recherches de ce genre permettront, même quand on ne voudra pas modifier d'autres éléments du tracé d'un navire, de décider, dans chaque cas particulier, si des quilles de roulis sont nécessaires, ainsi que de déterminer la forme, l'étendue, la disposition des quilles latérales qui conviennent le mieux à chaque navire, pour qu'il ne se trouve pas dans des conditions moins bonnes que les navires reconnus satisfaisants.

Par suite, il nous semble que les expériences navipendulaires devraient être regardées comme un complément des expériences de remorquage au bassin ; en effet, si celles-ci nous font connaître ce que les résistances opposées au roulis font perdre de vitesse, les expériences navipendulaires nous offrent le moyen de constater ce que, d'un autre côté, les mêmes résistances font gagner de tranquillité au navire.

ACTION COMPARÉE DES FORCES SUR LES SOLIDES

INVARIABLES, ÉLASTIQUES, DÉFORMABLES,

PAR LE COMTE DE MAUPEOU D'ABLEIGES,
Directeur du Génie maritime.

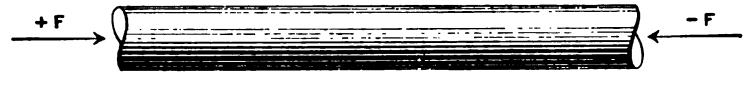
I. — GÉNÉRALITÉS.

La mécanique rationnelle étudie l'action des forces sur les solides invariables, c'est-à-dire supposés assez rigides pour ne subir aucune déformation sous l'action des forces extérieures auxquelles ils sont soumis. Cette hypothèse simplifie beaucoup la théorie; elle permet notamment de remplacer une série de forces appliquées en différents points d'un corps par leur résultante, et de considérer une force comme appliquée à un point quelconque de sa direction. En pratique, elle est admissible tant que les déformations sont très faibles et, par suite, négligeables, mais seulement dans ce cas. On ne doit jamais perdre de vue que les corps de la nature sont toujours plus ou moins élastiques et déformables; quelques exemples suffiront pour montrer la nécessité de tenir compte des déformations, et des efforts qui les accompagnent.

Lorsqu'on se suspend à un trapèze en tenant le bâton auprès des cordes, il ne fatigue pas; si l'on réunit les mains, ce qui remplace deux forces par leur résultante, le bois travaille, fléchit et peut casser, si la déformation est trop forte.

Un solide allongé (*fig.* 1), soumis à ses extrémités à des forces égales et

Fig. 1.



Colonne travaillant par compression.

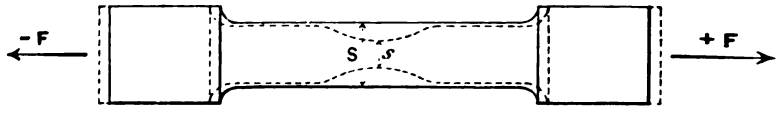
Tirant travaillant par traction.

contraires $+F$ et $-F$, travaille dans des conditions fort différentes, suivant que les forces antagonistes agissent par compression comme dans une

colonne, ou par traction comme dans un tirant de chaudière, et cependant la différence consiste seulement dans un changement de point d'application des forces, celui de + F passant de l'extrémité gauche à celle de droite, et réciproquement pour — F. Dans le premier cas, la colonne diminue de longueur et augmente de section; de plus, si sa section est faible par rapport à sa longueur, elle tend à s'arquer, à flamber, suivant l'expression consacrée, ce qui diminue beaucoup sa résistance. Dans le second cas, le tirant s'allonge dans le sens des forces, et diminue un peu de section, mais, s'il était cintré primitivement, il tend à se redresser.

Les déformations résultant des forces extérieures donnent une idée de leur grandeur, et de celle des efforts intérieurs qui leur résistent et limitent leurs effets. Une éprouvette cylindrique en métal (*fig.* 2) soumise à des forces antagonistes de traction croissantes, s'allonge d'abord sur toute sa longueur,

Fig. 2.



mais il se forme, en un point, une striction qui va en augmentant. Les forces appliquées aux extrémités se transmettent intégralement sur toute la longueur de l'éprouvette, et les efforts intérieurs qui leur font équilibre sont d'autant plus grands par unité de section, que celle-ci est plus faible; ils atteignent par suite leur maximum au fond de la striction.

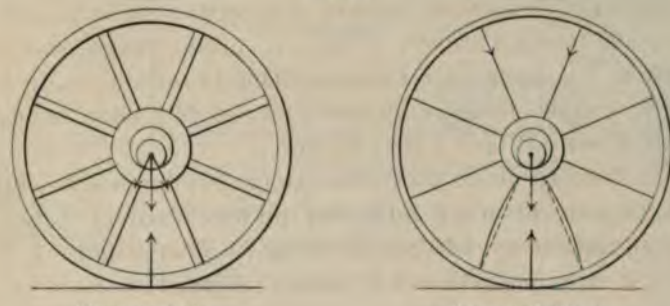
Pour se rendre un compte exact de la fatigue du métal, il est nécessaire de connaître le rapport des sections $\frac{s}{S}$, qui peut être inférieur à $\frac{1}{2}$.

La comparaison des roues de voiture en bois et des roues métalliques des vélocipèdes (*fig.* 3) fournit un exemple frappant de l'influence de la rigidité sur la manière dont les forces agissent et se transmettent.

Les deux modèles se composent des mêmes éléments : un moyeu que traverse l'essieu, et une jante circulaire reposant sur le sol, réunis par des rais ou rayons, qui transmettent les efforts de l'un à l'autre; mais les proportions, et, par suite, la manière de se comporter de ces différentes parties, sont fort différentes. Les rais en bois, assez robustes pour travailler par compression, transmettent directement à la jante et au sol la pression que le moyeu reçoit de l'essieu, en sorte que les efforts se trouvent localisés dans le secteur inférieur. Quant aux fils métalliques qui servent de rayons à la roue de vélocipède, leur faible diamètre ne leur permettant pas de résister à la compression sans fléchir, le moyeu est suspendu par les fils supérieurs à la jante, qui s'ovaliserait si elle n'en était empêchée par les rayons latéraux. On voit que, dans la roue de vélocipède, les efforts, remontant d'abord à la jante qu'ils contournent ensuite, font un trajet quatre fois plus grand que dans la roue

en bois, où ils descendent directement de l'essieu au sol. Il en résulte que dans la roue métallique toutes les parties travaillent, tandis qu'il n'y a que le secteur inférieur dans la roue en bois.

Fig. 3.



Roue en bois. Roue métallique.

En terminant son cours de l'École Polytechnique, Delaunay recommandait à ses élèves, lorsqu'ils auraient à appliquer, comme ingénieurs, les formules de la mécanique rationnelle, de s'assurer si les hypothèses admises convenaient bien au cas considéré, pour les modifier ou les compléter au besoin : conseil fort sage, car l'habitude de se servir d'une hypothèse fait qu'on est trop porté à la confondre avec une vérité absolue; c'est ainsi qu'on perd quelquefois de vue que les forces d'inertie, et notamment la force centrifuge, sont des forces fictives.

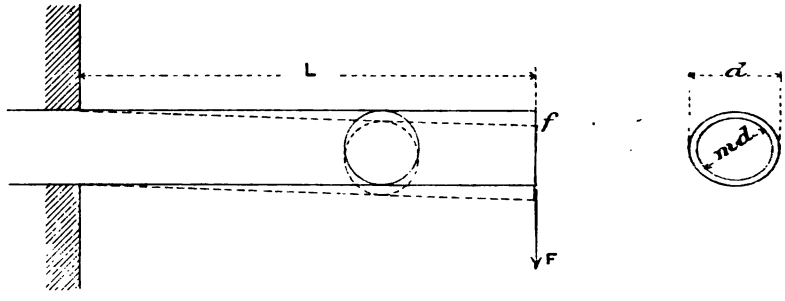
La *mécanique rationnelle,* qui étudie les mouvements d'ensemble des corps, peut bien les supposer invariables, en dynamique comme en statique, mais ces déductions ne sont applicables que dans les limites où cette hypothèse fondamentale ne s'écarte pas trop de la vérité.

La *mécanique céleste*, qui s'occupe des astres séparés par de très grandes distances, a conduit à la conception du point matériel, qui consiste à supposer toute la masse d'une certaine quantité de matière concentrée à son centre de gravité. Cette hypothèse s'applique mal aux molécules d'un corps très voisines les unes des autres; elle conduit en particulier à transporter au centre de gravité les forces répulsives, qui, en réalité, prennent naissance aux points de contact des molécules, et ce changement n'est pas sans inconvénients, comme nous le verrons.

La résistance des matériaux, dans l'étude des déformations résultant des efforts, doit forcément tenir compte de l'élasticité de la matière, notamment pour calculer la flèche que les poutres de différentes formes prennent sous l'action de leur propre poids et des charges qu'elles supportent. Elle admet que la matière est homogène, et que les forces produisent, dans le sens de leur direction, des déformations proportionnelles à leur intensité, et réversibles. Partant de là, on peut établir des relations simples entre les forces et les déformations auxquelles elles donnent lieu, mais il ne faut pas oublier

que l'hypothèse ci-dessus n'est conforme à l'expérience que dans certaines limites, dites *limites de l'élasticité*. Il est donc nécessaire de s'assurer, dans chaque cas particulier, que ces limites ne sont dépassées dans aucun sens; ainsi, lorsqu'on calcule la résistance R, et la flèche f d'un tube (*fig.* 4)

Fig. 4.



encastré à une extrémité, et soumis à l'autre extrémité à l'action d'un effort F, on trouve

$$R = K\frac{FL}{d^3(1-m^4)}, \qquad f = c\frac{R}{d}.$$

En augmentant le diamètre du tube, et diminuant en même temps son épaisseur, de façon que la résistance R du métal, dans le sens des génératrices, reste constante, le poids et la flèche diminuent, ce qui constitue un avantage réel. Mais si l'on réduit trop l'épaisseur, il arrive un moment où la section du tube s'aplatit et s'écrase, parce que les efforts qui s'exercent dans son plan dépassent la limite élastique de la matière; la formule qui donne la flèche n'est donc plus applicable. Les cloisons transversales des navires en fer, comme celles du bambou, évitent cet inconvénient, si elles sont convenablement espacées. Cet exemple montre encore la nécessité de tenir compte des déformations.

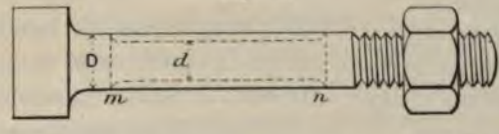
Le **choc des corps solides** tendant, en vertu de la vitesse acquise, à faire pénétrer les unes dans les autres les parties en contact, donne forcément lieu à des déformations, car l'impénétrabilité est une des propriétés de la matière. Il en résulte que l'étude de ce genre de phénomènes est incompatible avec l'hypothèse du solide invariable; il est impossible, en effet, de négliger les déformations élastiques ou permanentes, qui donnent naissance, pendant un temps très court, à des efforts considérables. Lorsque les déformations sont permanentes, il faut en outre tenir compte du développement de chaleur qui les accompagne, et qui complique le phénomène.

Un boulon exposé à des chocs est très sujet à casser; la rupture se produit généralement au fond des filets, et en exagérant les dimensions on n'obtient pas toujours de bons résultats. Si, au contraire, on diminue le diamètre du

corps du boulon $d < D$ (*fig.* 5), ce qui, au premier abord, paraît l'affaiblir, on évite la rupture. L'explication en est simple :

Pour résister à un choc, il faut absorber une certaine quantité de travail ; le métal ne peut le faire qu'en s'allongeant; mais, le diamètre au fond des

Fig. 5.



filets étant notablement moindre que celui du corps du boulon, la partie susceptible de s'allonger est extrêmement courte, en sorte que l'effort correspondant au travail à développer est très grand. En grossissant le diamètre, on augmente la résistance sans changer sensiblement l'allongement, tandis qu'en réduisant la partie cylindrique on lui permet de s'allonger, et l'on augmente considérablement le plus petit des deux facteurs du travail, qui lui-même augmente beaucoup, ce qui assure la résistance. Cet exemple fait voir qu'en négligeant les déformations qui se produisent dans la pratique, on peut quelquefois aller contre le but qu'on se propose.

Les déformations de la matière, quelle que soit la cause qui les produit, donnent naissance à des efforts intérieurs considérables, qu'il est nécessaire d'étudier pour en tenir compte. Cette étude permet de remplacer, dans les équations de l'équilibre et du mouvement, les efforts intermoléculaires par leurs résultantes correspondant aux déformations. Il en résulte que l'étude de la résistance des matériaux se ramène à celle de leurs déformations.

La présente étude a pour but de comparer, pour un solide homogène, et suivant qu'il est

Invariable, Élastique, Déformable :

1° *L'action statique des forces qui développent des efforts intérieurs, et donnent lieu à des déformations élastiques ou permanentes;*

2° *La manière dont ces efforts se transmettent au travers du solide;*

3° *La manière dont le solide se met en mouvement sous l'action des forces extérieures.*

Le solide invariable n'existe pas dans la nature; c'est une conception de la mécanique rationnelle, dont nous rappellerons les enseignements.

En réalité, tous les solides sont élastiques dans certaines limites; les phénomènes réversibles et purement mécaniques, dont ils sont le siège dans ces conditions, sont relativement simples, et ce sont eux que nous avons principalement en vue.

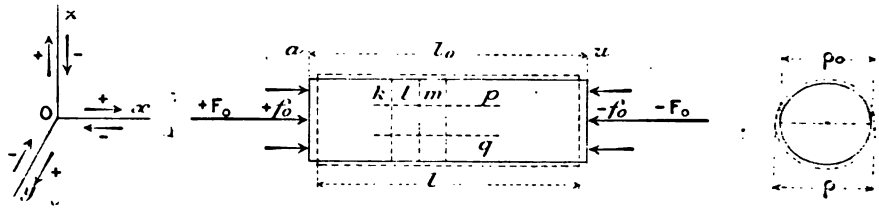
Lorsque la limite élastique est dépassée, le solide se déforme d'une façon permanente, et s'échauffe, ce qui complique le phénomène. Nous donnerons seulement quelques indications à ce sujet, en nous réservant de le reprendre ultérieurement, et d'étudier d'une façon plus complète la question des défor-

mations permanentes, qui succèdent aux déformations élastiques, dès que la limite élastique est dépassée.

II. — ACTION STATIQUE DES FORCES ANTAGONISTES.

Nous étudierons l'action des forces extérieures sur une masse de matière élastique et homogène dans un cas très simple : celui d'un cylindre ou d'un prisme droit, soumis à chaque extrémité à l'action normale de forces égales et directement opposées $+f$ et $-f$, que nous appellerons *forces antagonistes* (*fig.* 6). Ces forces unitaires uniformément réparties sur toute la surface des bases, comme la pression d'un gaz ou d'un liquide sur un piston,

Fig. 6.



ont des résultantes égales et contraires $+F$ et $-F$, qui forment un couple antagoniste, c'est-à-dire un couple sans bras de levier. Dans ces conditions, toute la matière se trouve soumise à l'action des forces, ce qui est essentiel pour que les résultats constatés soient soumis à des lois simples.

Il est à remarquer que, si l'on décompose par la pensée le prisme considéré en prismes plus petits, mais dont les génératrices soient parallèles à celles du premier, chacun de ces petits prismes se trouve dans les mêmes conditions que le grand, au point de vue de la répartition des forces; nous allons voir qu'il en est de même, si l'on décompose le grand prisme en tranches perpendiculaires à la direction des forces.

Nous supposons que les forces antagonistes se font sentir en même temps en a et en u, et nous appellerons :

l_0 et l la longueur
ρ_0 et ρ le rayon
s_0 et s la section
v_0 et v le volume
d_0 et d la densité
} du cylindre, avant et pendant l'action des efforts antagonistes;

$\pm f_0 = \pm f$ les forces unitaires sur les bases

$F_0 = f_0 s$, $F = fs$ } la résultante des forces sur une base

} avant et après la déformation. Suivant le mode d'action des forces $F = F_0$ ou $f = f_0$. Dans tous les cas les forces contraires sont égales;

$\alpha = \frac{l - l_0}{l_0}$ l'allongement unitaire sous l'action des forces de traction;

$a' = \frac{l_0 - l}{l_0}$ l'accourcissement unitaire sous l'action des forces de compression;
$b = \sigma a$ la variation unitaire de dimension dans le sens perpendiculaire aux forces;
i et i' l'allongement et l'accourcissement unitaire correspondant à la limite de l'élasticité.

Nous supposerons enfin qu'il n'y a pas d'autres forces extérieures que celles qui agissent normalement sur les bases; en pratique, cette condition est presque impossible à réaliser, surtout lorsque les forces sont considérables. Si le corps est comprimé entre deux plans, on a beau les polir, le frottement se fait sentir sur les bases; et si la pression vient d'un fluide, il faut des presse-étoupes, qui donnent lieu à des pressions sur le contour.

Solide invariable. — Par définition, le solide invariable ne change ni de forme, ni de densité; les forces antagonistes $+f$ et $-f$ se neutralisent au travers du corps sans rien changer à son état.

DÉFORMATIONS ÉLASTIQUES DES SOLIDES.

Si, avant l'action des forces $+f$ et $-f$, on a soin de faire à l'extérieur du cylindre un quadrillage composé de traits équidistants et parallèles, les uns aux bases k, l, m, ..., les autres aux génératrices p, q, ..., l'expérience montre que, sous l'action des forces, et lorsque les limites de l'élasticité ne sont pas dépassées :

1° Les traits de chaque système restent rectilignes ou circulaires, parallèles et équidistants;

2° Leur écartement augmente ou diminue, suivant le sens des efforts et leur grandeur;

3° Lorsque les traits parallèles aux bases se rapprochent, les autres s'éloignent et inversement;

4° Le tout revient à son état primitif lorsque les forces disparaissent, en sorte que le phénomène est réversible.

Si, en même temps qu'on trace des lignes à l'extérieur du cylindre, on perce de petits trous parallèles à l'axe, on constate qu'ils restent rectilignes comme les génératrices; des trous percés suivant des diamètres, ou suivant toute autre direction, restent également rectilignes.

On voit, en résumé, que les forces ont pour résultat de déformer le cylindre suivant une loi simple, car les lignes droites restent droites, et les plans restent plans.

Comme les déformations sont faibles, il faut des mesures précises pour les déterminer; elles ne sont d'ailleurs pas les mêmes dans tous les sens.

Variation de dimension dans le sens des forces. — La variation unitaire de longueur du cylindre,

$$\text{Allongement } \frac{l - l_0}{l_0} = a \qquad \text{ou} \qquad \text{Accourcissement } \frac{l_0 - l}{l_0} = a'$$

est la même sur toute la longueur du cylindre; elle est proportionnelle à :

1° La grandeur des forces unitaires sur les bases..... f

2° Une quantité constante pour une matière déterminée..... $\frac{1}{E}$

Cette constante E, connue sous le nom de *coefficient* ou *module d'élasticité*, est la même pour les forces de traction ou de compression; en sorte que, pour des forces égales et de sens contraire,

$$a' = -a;$$

mais ce coefficient varie avec la nature du corps et sa température. D'une façon générale, pour une matière et une température déterminées,

$$\frac{l - l_0}{l_0} = \pm a = \pm \frac{f}{E} \quad \text{ou} \quad l = l_0(1 \pm a) = l_0\left(1 \pm \frac{f}{E}\right).$$

Variation des dimensions dans le sens perpendiculaire aux forces. — La variation unitaire b du diamètre du cylindre considéré, comme celle de la longueur, est proportionnelle à la grandeur des forces et au coefficient d'élasticité, mais le diamètre diminue lorsque la longueur augmente, et réciproquement; b est donc toujours de signe contraire à a, et l'on peut écrire :

$$\rho = \rho_0(1 \mp b).$$

Comme la section varie proportionnellement au carré du rayon, si l'on néglige le terme b^2, qui est très petit par rapport aux autres, on a :

$$s = s_0(1 \mp 2b) \quad \text{ou} \quad \frac{s - s_0}{s_0} = \pm 2b;$$

en désignant par σ le rapport $\frac{b}{a}$ connu sous le nom de *coefficient de Poisson*, il vient :

$$b = \sigma a \quad \text{d'où} \quad \rho = \rho_0(1 \mp \sigma a) \quad \text{et} \quad s = s_0(1 \mp 2\sigma a).$$

Nous reviendrons plus loin sur la valeur de ce rapport, qui a une grande importance.

Variation de volume. — La variation unitaire du volume dépend de a et de b, comme le montre la relation suivante :

$$v = l \times s = l_0(1 \pm a) \times s_0(1 \mp 2b),$$

ou, en négligeant le terme en ab qui est très petit,

$$v = v_0[1 \pm (a - 2b)] = v_0[1 \pm a(1 - 2\sigma)]$$

ou

$$\frac{v - v_0}{v_0} = \pm a(1 - 2\sigma) = \theta.$$

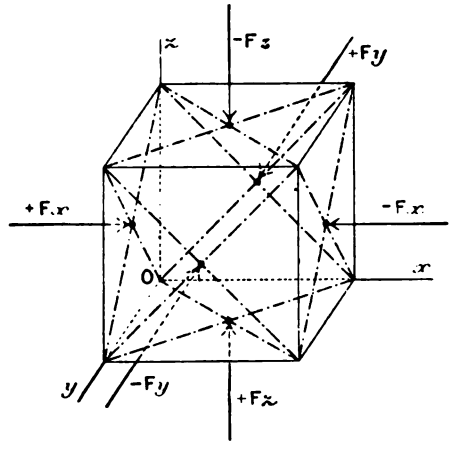
Variation de densité. — La masse du cylindre étant toujours la même, la densité varie en raison inverse du volume; on peut donc écrire

$$d = \frac{d_0}{1 \pm a(1 - 2\sigma)} \qquad \text{ou} \qquad d = d_0[1 \mp a(1 - 2\sigma)],$$

en négligeant les termes en a^2 et au-dessus.

Action de trois couples antagonistes. — En admettant l'indépendance des effets dans les sens perpendiculaires xyz, tant que la limite de l'élasticité n'est pas dépassée, on arrive à conclure que, d'une façon générale, si un cube de matière (*fig.* 7) est soumis, suivant les axes des xyz, à des couples anta-

Fig. 7.



gonistes $\pm F_x, \pm F_y, \pm F_z$, les changements unitaires de dimensions dus à l'action des forces extérieures seront :

Dans leur propre direction..... $\frac{F_x}{E}, \quad \frac{F_y}{E}, \quad \frac{F_z}{E};$

Et dans les directions perpendiculaires..... $\sigma\frac{F_x}{E}, \quad \sigma\frac{F_y}{E}, \quad \sigma\frac{F_z}{E}.$

Superposant ces résultats, on en conclut que les changements totaux de dimension seront :

Suivant les x ..... $\varepsilon_x = \frac{1}{E}[F_x - \sigma(F_y + F_z)]$

» y ..... $\varepsilon_y = \frac{1}{E}[F_y - \sigma(F_x + F_z)]$

» z ..... $\varepsilon_z = \frac{1}{E}[F_z - \sigma(F_x + F_y)]$

Le volume d'un cube, ayant l'unité de longueur pour côté, devient, sous

l'action de ces trois couples antagonistes,

$$(1+\varepsilon_x)(1+\varepsilon_y)(1+\varepsilon_z)=1+\varepsilon_x+\varepsilon_y+\varepsilon_z;$$

en négligeant les termes d'ordre supérieur; on en conclut :

$$\frac{v-v_0}{v_0}=\theta=\varepsilon_x+\varepsilon_y+\varepsilon_z=\frac{1}{E}(1-2\sigma)(F_x+F_y+F_z).$$

Si les trois couples antagonistes sont égaux, ou si le cube est plongé dans un fluide à la pression f, ces expressions se simplifient et deviennent :

$$\varepsilon=\frac{f}{E}(1-2\sigma),$$
$$\theta=\frac{3f}{E}(1-2\sigma).$$

Réciproquement, si l'on connaît les déformations d'un cube suivant les x, les y et les z, on peut trouver, à l'aide des équations ci-dessus, les forces antagonistes qui agissent sur chacune de ses faces; il suffit de les résoudre par rapport à F_x, F_y, F_z,

$$\frac{E\theta}{1-2\sigma}=F_x+F_y+F_z,$$
$$\frac{E\varepsilon_x}{\sigma}=\frac{F_x}{\sigma}-(F_y+F_z),$$
$$\frac{E\varepsilon_y}{\sigma}=\frac{F_y}{\sigma}-(F_x+F_z),$$
$$\frac{E\varepsilon_z}{\sigma}=\frac{F_z}{\sigma}-(F_x+F_y),$$

d'où l'on déduit

$$F_x=\frac{E}{1+\sigma}\left(\theta\frac{\sigma}{1-2\sigma}+\varepsilon_x\right),$$
$$F_y=\frac{E}{1+\sigma}\left(\theta\frac{\sigma}{1-2\sigma}+\varepsilon_y\right)$$
$$F_z=\frac{E}{1+\sigma}\left(\theta\frac{\sigma}{1-2\sigma}+\varepsilon_z\right),$$

et si l'on pose

$$\Lambda=\frac{E}{1+\sigma}\times\frac{\sigma}{1-2\sigma},\qquad 2\mu=\frac{E}{1+\sigma},$$

ces équations deviennent

$$F_x=\Lambda\theta+2\mu\varepsilon_x$$
$$F_y=\Lambda\theta+2\mu\varepsilon_y,$$
$$F_z=\Lambda\theta+2\mu\varepsilon_z;$$

μ est ce qu'on appelle le *coefficient de torsion*.

Ces relations ne sont d'ailleurs applicables que dans les limites où les hypothèses sur lesquelles elles reposent sont exactes.

Lois de déformation. — Il résulte de ce qui précède que :

Sous l'action de trois couples égaux de forces antagonistes, un cube élastique se déforme en restant semblable à lui-même; le rapport de similitude est alors :

$$\lambda = 1 \pm \varepsilon = 1 \pm \frac{f}{E}(1 - 2\sigma).$$

Sous l'action d'un seul couple antagoniste, un cylindre ou un prisme composé de matière homogène et élastique se déforme suivant les lois de la similitude à deux paramètres [1] :

Dans le sens des forces..... ..... $\lambda = 1 \pm a = 1 \pm \frac{f}{E}$

Dans le sens perpendiculaire..... $\lambda' = 1 \mp b = 1 \mp \sigma \frac{f}{E}$

LIMITES D'ÉLASTICITÉ DES SOLIDES.

Lorsqu'un prisme est dans son état normal, il est en équilibre stable; si on le déforme par traction ou par compression, il revient à son état primitif; les limites de l'élasticité sont définies par la condition que le phénomène soit réversible :

Limite par traction.....	$a < i$	ou	$f < Ei$
Position d'équilibre.....	$a = 0$	ou	$f = 0$
Limite par compression.....	$a < i'$	ou	$f' < Ei'$

D'après certains auteurs, les valeurs de i et de i' ne seraient pas toujours égales, en sorte que les limites de l'élasticité par traction et par compression ne seraient pas forcément les mêmes, comme on l'admet souvent.

Dans les essais de traction, pendant lesquels on soumet une éprouvette à des efforts croissants, la limite élastique se constate de plusieurs manières :

1° Dans les appareils d'essai à manomètre, Thomasset, Maillard, etc., par un changement de vitesse de la colonne de mercure; c'est ce qu'on appelle le *point d'arrêt*.

2° Par les lignes de Lüders, dont le commandant Hartmann [2] décrit comme suit l'apparition à la surface d'une éprouvette mince et bien polie :

« Aussitôt la limite élastique atteinte, on voit apparaître brusquement en creux, sur les deux faces, deux systèmes conjugués A et B de déformations; chacun de ces systèmes se compose d'éléments rectilignes parallèles entre eux, obliques sur la direction de l'effort, et traversant toute la largeur de la barrette (*fig.* 8).

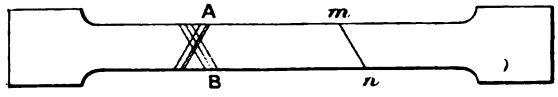
---

[1] *Voir* la Note A relative à la similitude à trois paramètres.

[2] *Phénomènes qui accompagnent les déformations permanentes des métaux* (*Congrès international des Méthodes d'essai*, t. I).

» La manière dont se forment ces déformations est particulièrement intéressante. Avec une barrette d'acier dont on fait croître la traction aussi lentement que possible, rien ne se manifeste tout d'abord ; mais, pour une valeur de la charge égale à la limite élastique, on voit se produire subite-

Fig. 8.



ment une raie oblique *mn* isolée, qui traverse toute l'éprouvette avec une rapidité telle que l'œil n'en peut suivre le développement. Il est facile de constater au toucher que cette raie est une véritable striction, accusée sur chacune des faces par une dépression, et sur chacun des bords par un étranglement.

» Son apparition marque la fin de la *période élastique.* »

Les expériences des capitaines Charbonnier et Galy-Aché, relatives à la limite de la période élastique, ont montré que :

La limite d'élasticité acquise par un métal déformé est précisément égale à l'effort qui a produit la déformation.

Ce fait avait déjà été énoncé par le capitaine Duguet (2e Partie, p. 49) :

Elle est acquise aussi bien pour la compression que pour la traction ;

Aussi bien dans les directions perpendiculaires aux efforts, que dans celles des efforts.

On peut conclure de là que les déformations permanentes d'un corps isotrope le laissent isotrope, et que c'est une modification de la nature même du métal.

Après avoir subi cette modification, le métal est écroui dans tous les sens, bien que les forces n'aient agi que dans une direction; c'est un point digne de remarque.

Le capitaine Duguet (1) donne les indications suivantes au sujet du changement de limite élastique :

Accroissement de la limite d'élasticité de traction. — La courbe OAPMBCD (*fig.* 9) est celle des allongements d'une éprouvette d'acier de $0^m,025$ de diamètre, en fonction des efforts de traction.

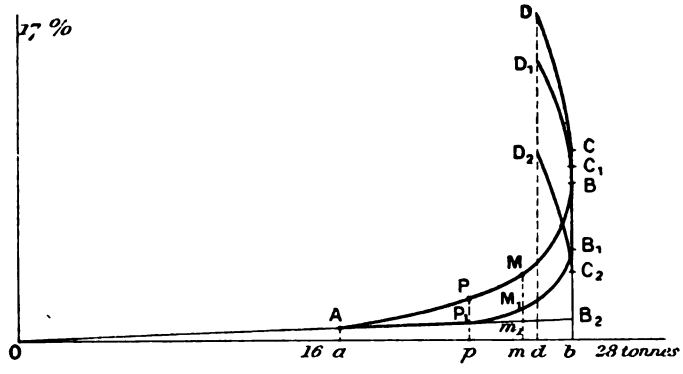
« Nous savons qu'un effort O*p*, supérieur à la limite d'élasticité O*a*, produit un allongement *p*P, qui se compose d'un allongement permanent P_1P, et d'un allongement élastique $pP_1 = aA \times \frac{Op}{Oa}$.

» L'éprouvette, en équilibre sous l'effort de la traction O*p*, a pour longueur $l + pP$. Si l'action de l'effort cesse, l'éprouvette prend une nouvelle position

(1) *Déformation des corps solides,* Ire Partie, p. 50.

d'équilibre, se détend et conserve une longueur $l + PP_1$, la partie élastique pP_1 de l'allongement disparaissant avec l'effort. Si l'on soumet de nouveau l'éprouvette à l'action du même effort Op, l'équilibre s'établira dans les conditions primitives; la longueur de l'éprouvette n'a ainsi subi, sous la

Fig. 9.



nouvelle action de l'effort Op, qu'un allongement pP_1, justement égal à l'allongement disparu, allongement qui, du reste, est entièrement élastique, car il s'évanouit complètement lorsque l'effort Op cesse de nouveau d'agir.

» Si l'on considère actuellement l'éprouvette ayant une longueur $l_1 = l + PP_1$, et qu'on la soumette à un étirage continu, on verra que tout effort inférieur à Op ne produira que des allongements élastiques.

» Tout effort Om supérieur à Op, qui aurait produit sur l'éprouvette primitive de longueur l un allongement mM, produira actuellement

$$mM_1 = mM - MM_1 = mM - PP_1,$$

qui se compose d'une partie élastique mm_1, et d'une partie permanente

$$m_1M_1 = m_1M - MM_1 = m_1M - PP_1.$$

» D'où il résulte que la limite d'élasticité actuelle de l'éprouvette est égale à l'effort Op, qui l'avait primitivement déformée, et que la courbe $P_1M_1B_1C_1D_1$ des allongements actuels est parallèle à celle des allongements primitifs PMBCD.

» *La limite d'élasticité peut ainsi être augmentée jusqu'à devenir égale à la charge maxima* Ob : la courbe des allongements est alors $OB_2C_2D_2$: la limite élastique Ob est supérieure à la charge de rupture Od, mais la partie OB_2 n'est pas tout à fait rectiligne dans le voisinage de B_2.

» Tout ce que nous venons de dire suffit amplement à montrer que la limite d'élasticité n'a aucun rapport avec la ténacité. »

La limite élastique de compression est beaucoup plus difficile à mesurer que celle de traction, à cause des déformations, d'après le capitaine Duguet [1] :

« Les premières déformations permanentes qui se produisent sont toujours accompagnées d'une légère courbure en S, provenant d'un petit déplacement des bases. Il en résulte que la charge n'est plus également répartie sur ces bases, et que, en divisant par la section droite le plus petit effort qui produit une déformation permanente, on obtient la *limite d'élasticité de l'éprouvette* et non la *limite élastique de compression absolue*. L'expérience montre ainsi que la limite de compression des éprouvettes courtes diffère peu de la limite de traction; la limite absolue de compression a nécessairement une valeur supérieure. »

DÉFORMATIONS PERMANENTES DES SOLIDES.

Lignes superficielles. — Nous avons vu que l'apparition des lignes de Lüders marque la fin de la période élastique, et, par suite, le commencement de celle de déformation.

Continuons à résumer la description des phénomènes donnée par le commandant Hartmann.

« Quand la charge augmente, on observe, ou bien un accroissement latéral de la première déformation, ou bien l'apparition d'une autre striction du même système ou du système conjugué. Mais les nouvelles déformations ne se produisent tout d'abord, jusqu'à une valeur déterminée de la charge, qu'une par une. Il en résulte qu'il y a sensiblement, pendant cette période, proportionnalité entre l'allongement et l'effort. C'est la *période des allongements proportionnels*.

» Enfin, à partir d'une valeur un peu plus grande de la charge, on voit apparaître, dans plusieurs régions de l'éprouvette, des déformations simultanées, dont le nombre va toujours en augmentant, c'est-à-dire que les allongements croissent plus vite que les efforts. C'est la *période des grands allongements*.

» A aucun moment de l'étirage on ne distingue le moindre changement dans l'orientation de l'un ou de l'autre des deux systèmes; cela veut dire que la direction des déformations est indépendante de la valeur de l'effort exercé.

» L'aspect final de la barrette est celui d'une tôle striée suivant deux directions symétriques l'une de l'autre par rapport à l'axe de l'effort (*fig.* 10).

» L'angle α des deux systèmes de lignes avec la direction des génératrices est, pour un même métal, indépendant de la largeur, de l'épaisseur et de la longueur de l'éprouvette.

---

[1] *Déformation des corps solides*, Ire Partie, p. 77.

» La valeur est la même pour toutes les barrettes découpées dans une même plaque, quelle que soit l'orientation de chacune d'elles.

» C'est en somme une *caractéristique* de chaque métal, comme on peut

Fig. 10.

s'en rendre compte par l'examen des photographies relatives aux essais de traction.

» Cet angle α reste toujours supérieur à 45°. J'ai trouvé notamment :

65° en moyenne pour le ferro-nickel, le zinc, le maillechort;
64° pour le platine et l'étain;
62° pour le cuivre rouge;
61° pour l'argent;
63° pour l'acier à ressort trempé;
58° pour le même acier recuit;
53° pour le plomb.

» Les cassures se propagent, tantôt suivant une des zones obliques de déformation, tantôt perpendiculairement aux arêtes de la barrette; parfois aussi, commencée suivant la direction de l'un des systèmes, elle continue soit transversalement, soit suivant une ligne du deuxième système.

» Je rappellerai, à ce sujet, que M. le capitaine Duguet, dans une étude remarquable publiée par la *Revue d'Artillerie*, en 1882, a déjà signalé que la rupture tendait à se produire suivant deux systèmes conjugués, également inclinés sur l'axe de l'éprouvette.

» Une observation importante a été faite au sujet des cassures par le capitaine Duguet; c'est que, lorsque la cassure est perpendiculaire à la direction de l'effort, elle se compose de petites surfaces, inclinées de l'angle α sur cette direction. »

Après avoir montré que ces résultats s'étendent aux prismes, aux cylindres, le commandant Hartmann énonce la loi suivante pour la distribution des déformations permanentes dues à l'extension :

« *Dans un corps soumis à un effort de traction dépassant la limite élastique, les surfaces libres se déforment suivant deux systèmes conjugués de lignes, droites ou courbes, qui jouissent de la propriété de faire, en tous leurs points, un angle constant avec la direction de l'effort.* »

Passant de la traction à la compression, le même auteur constate que :

« Quand on comprime un solide à section constante, prisme droit ou cylindre, en agissant sur toute l'étendue des bases, on obtient, à la limite élastique, comme dans le cas de la traction, deux systèmes conjugués de déformations rectilignes ou hélicoïdales (*fig.* 11), inclinées d'un angle β sur la

Fig. 11.

direction de l'effort, réparties dans des zones isolées les unes des autres, et séparées par des intervalles réguliers, d'abord assez grands.

» Le parallélisme de toutes les déformations se conserve, pour les différentes valeurs de l'effort, avec exactitude.

» Si l'on compare, pour un même métal, l'angle des déformations d'un bloc de compression, et l'angle des déformations d'une éprouvette de traction, en rapportant l'un et l'autre à la direction correspondante de l'effort, on constate que : *ces deux angles α et β sont complémentaires l'un de l'autre.* »

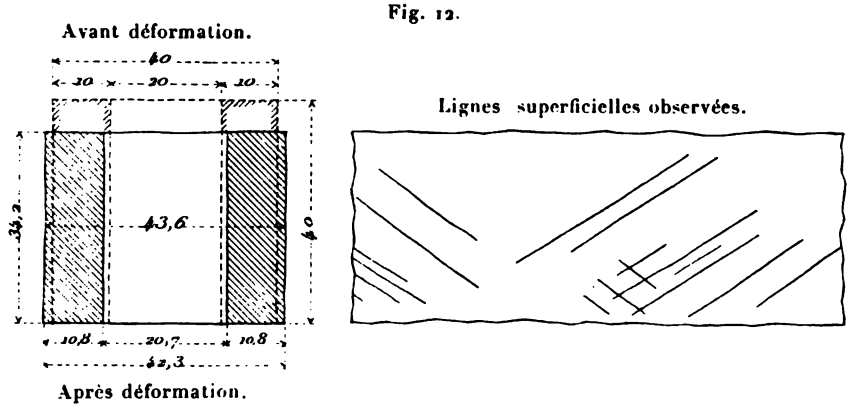
Après avoir examiné différents cas de compression, le commandant Hartmann termine en disant :

« La loi générale de la constance de l'inclinaison des déformations sur la direction des efforts se trouve encore vérifiée, malgré la complication apparente des zones déformées. »

La constance des angles α et β, constatée comme nous venons de le voir, pour différents métaux, par des officiers d'Artillerie, l'a été également pour les bétons comprimés par les ingénieurs des Ponts et Chaussées, et divers essais théoriques ont été publiés à ce sujet dans les *Annales des Ponts et Chaussées* par M. Durand-Claye et par M. Harel de la Noé; le premier faisait intervenir des considérations de frottement comme le capitaine Duguet, le second a cherché à s'en affranchir, ces considérations, spéciales au cas de la compression, ne s'appliquant pas au cas de la traction. Quoi qu'il en soit, la constance de ces angles semble un fait bien établi, et leur grandeur paraît être une des caractéristiques de chaque espèce de matière. Est-ce une nouvelle constante, ou une fonction de E et de σ? C'est une question qu'il serait important d'élucider.

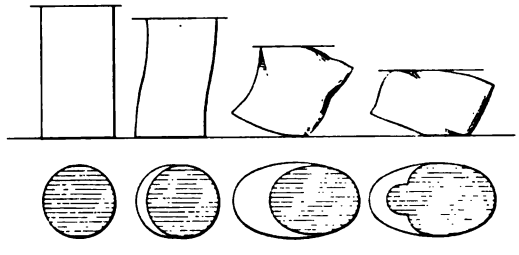
Pour avoir de grands écrasements sans trop de déformation transversale, nous avons eu recours à un cylindre creux; on voit (*fig.* 12) comment il se comporte sous l'action d'un couple de compression; la partie intérieure change très peu de diamètre, et les lignes superficielles observées à l'extérieur font entre elles l'angle de traction 2α au lieu de l'angle de compres-

Fig. 12.



sion 2β, comme on aurait pu le supposer. On peut l'attribuer à ce que, dans le sens vertical, la matière travaille à la fois par compression et par traction; c'est un cas intéressant à étudier. Nous ferons d'ailleurs remarquer que les épreuves de compression sont beaucoup plus délicates que celles de traction, à cause des déformations qui se produisent; on ne peut essayer que des solides très courts, sans quoi ils flambent; l'exemple suivant (*fig.* 13) est donné par le capitaine Duguet.

Fig. 13.



Ce genre de déformation se produit même avec des tubes, comme le montre la figure suivante (*fig.* 14).

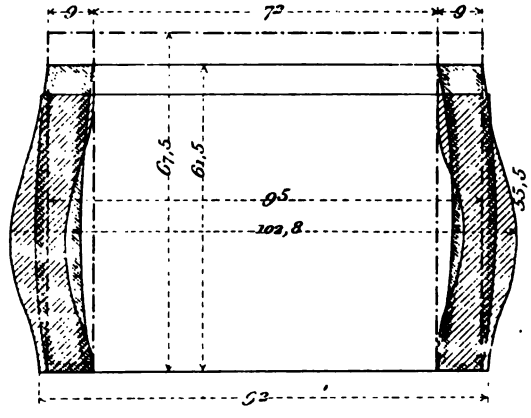
On peut cependant arriver à obtenir des écrasements plus réguliers, qui permettraient de mesurer la vitesse d'écrasement sous un effort donné, vitesse qu'il y aurait intérêt à connaître.

M. l'Ingénieur des Mines Beck-Guerhard [1], qui paraît avoir été le pre-

[1] FREMONT, *Les lignes de Lüders* (*Bulletin de la Société d'encouragement*; septembre 1896).

mier (1884) à tirer des conséquences théoriques des lignes observées d'abord (1854) par Lüders, « estime que ces lignes ne sont pas des rides ou plis superficiels, mais des traces visibles des affections ou déformations plus profondes et éloignées de la surface ».

Fig. 14.



Les travaux faits depuis cette époque sont venus confirmer cette manière de voir, et l'on peut admettre que les lignes de Lüders sont les traces extérieures et visibles des déformations intérieures de la matière, des glissements, qui ont pour résultat de modifier les dimensions des corps sous l'action des forces extérieures.

Les phénomènes ne sont généralement pas aussi nets que l'indique le commandant Hartmann; il est rare de voir des lignes de grande longueur, surtout si les éprouvettes ne sont pas très minces. Mais dès que la limite élastique est dépassée, on voit apparaître à la surface et par places une sorte de quadrillage assez mobile, composé de deux systèmes de lignes de plus en plus nombreuses, et qui font disparaître le poli et le brillant du métal, dont la surface devient mate. On sent que la matière est en mouvement, et que les molécules se déplacent pour produire l'allongement de l'éprouvette et son rétrécissement. Dans le cas d'un cube d'acier doux comprimé entre deux surfaces bien polies, les deux faces sur lesquelles on agit restent polies, et les quatre autres deviennent mates.

Ce qui paraît le mieux donner une idée du travail de la matière pendant qu'elle change de dimensions, c'est la manière dont se comporte une tresse plate, de cheveux par exemple, quand on l'allonge et qu'on la comprime. Elle change à la fois de longueur et de largeur, et les cheveux, qui représentent les deux systèmes conjugués, glissent les uns sur les autres, mais l'angle des deux systèmes varie, contrairement à ce qui a lieu pour le métal. Il faut remarquer en outre que, pour l'éprouvette de métal, l'épaisseur intervient, car la direction du glissement n'est astreinte qu'à faire un angle

constant avec celle de la force. Le phénomène, au lieu de se produire suivant un plan, peut se produire suivant un cône; nous donnerons plus loin (*fig.* 17 et 18) un exemple de glissement, accompagné de rupture, qui a lieu dans ces conditions.

Il est naturel que les traces superficielles du glissement se déplacent à chaque instant; il doit en être de même du glissement lui-même, car nous avons vu que le fait de la déformation ou de l'écrouissage élève la limite élastique. Comme l'homogénéité n'est jamais parfaite, les parties le plus facilement déformables donnent lieu aux premiers glissements, qui ont pour résultat de les écrouir; ce sont alors les voisines qui se déforment, et les glissements se déplacent pour se produire constamment aux endroits qui leur offrent la moindre résistance.

Le commandant Hartmann a fait à ce sujet des expériences intéressantes sur des barreaux de traction cylindriques :

« Si l'on cesse l'effort, aussitôt après la limite élastique dépassée, et qu'on enlève tout le métal superficiel jusqu'au fond des dépressions produites par le premier essai, on constate, en procédant à une nouvelle traction, que les déformations apparaissent au milieu de l'intervalle compris entre les régions où se trouvaient les premières dépressions; ces régions ne travaillent plus qu'élastiquement.

» On peut, par exemple, pour une éprouvette cylindrique, recommencer l'expérience un grand nombre de fois, son diamètre ne diminuant que d'une faible quantité à chaque tournage. On observe alors deux faits importants :

» D'abord on arrive à déterminer des hélices successivement dans toutes les régions de l'éprouvette; celles qui apparaissent dans un essai ne se reproduisent plus dans les suivants, si toutefois on arrête chaque fois l'effort à la limite élastique de l'opération précédente.

» Ensuite, on constate que les hélices de déformation sont de plus en plus nettes et régulières, l'effet des efforts répétés de traction paraissant être d'orienter la matière, c'est-à-dire de la polariser dans une direction fixe par rapport à celle de l'effort. »

Cette dernière supposition, bien que vraisemblable, ne s'impose pas absolument; on pourrait également expliquer la netteté de plus en plus grande des hélices, par le fait que les parties encore déformables sont de plus en plus localisées, à mesure que les parties déjà déformées et écrouies vont en augmentant. La question de polarisation des molécules est fort intéressante, et mériterait d'être l'objet d'une étude spéciale.

Conséquences des déformations permanentes. — Lorsque les limites de l'élasticité sont dépassées, les déformations permanentes sont accompagnées :

D'un changement de limite élastique, qui constitue l'écrouissage;

D'un changement de volume toujours faible, augmentation dans le cas de la traction, diminution dans le cas de la compression;

D'un échauffement qui a lieu aussi bien pour la compression que pour la traction. La chaleur constatée peut provenir soit d'une transformation d'énergie mécanique en énergie calorifique, soit d'un passage de l'état latent à l'état sensible. Des mesures calorimétriques précises pourraient seules renseigner à ce sujet.

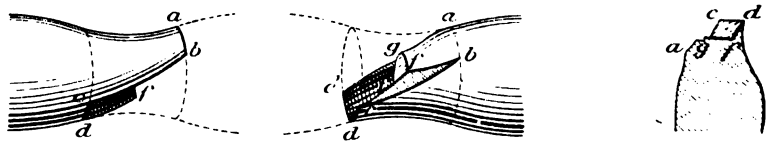
RUPTURE.

Lorsque les forces du couple antagoniste dépassent les limites de résistance de la matière, il y a rupture à l'endroit le plus étranglé de la striction, dans le cas de la traction. Dans le cas de la compression, la rupture se produit par glissement, ou par déchirement dans la partie la plus renflée du gonflement; nous en donnons des exemples. Dans tous les cas, les glissements et les déchirures se produisent suivant des directions qui font, avec celle des forces, les angles caractéristiques α et β, qui se retrouvent dans tous les phénomènes de déchirement et d'écrasement.

Le capitaine Duguet [1] décrit en détail ce qui se passe dans la rupture d'une éprouvette par traction.

« Les cassures produites par traction longitudinale des matières douces sont très compliquées; nous avons représenté dans son ensemble (*fig.* 15) celle que nous choisissons comme type; nous nous proposons de montrer par

Fig. 15. Fig. 16.



la suite que la plupart des cassures des matières homogènes peuvent être considérées comme dérivant de ce type, par développement ou atrophie de certaines parties.

Les figures 15 et 16 représentent les traces et la coupe longitudinale de cette cassure, que présentent bon nombre d'aciers doux.

Traces..... { *ab* — *cdc'*. — Parallèles situées dans l'inflexion de la surface du fuseau.
{ *bc*. — Lignes hélicoïdales coupant les méridiennes sous un angle $\left(45 - \frac{\varphi}{2}\right)$.

---

[1] *Déformation des corps solides*, IIe Partie, pages 115 et suivantes.

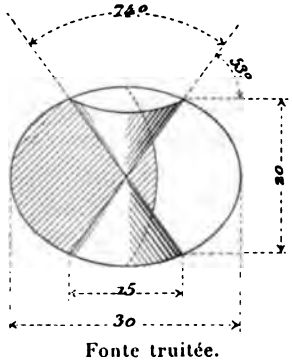
Cassures.....
- *cfb — c'f'g.* — Surfaces lisses, brillantes, hélicoïdales, normales à la surface extérieure.
- *abfg — cdc'ff'.* — Surfaces coniques, l'une en plein, l'autre en creux, formant la lèvre de la cassure; toutes deux lisses, brillantes, inclinées à $\left(45 - \frac{\varphi}{2}\right)$ sur les sections droites.
- *fgf'.* — Surface à peu près plane, normale à l'axe, située sur le plan de la gorge; d'aspect gris, terne, spongieux.

« La légende indique suffisamment les particularités des différentes parties de la cassure, qui se composent de surfaces tronconiques et de surfaces hélicoïdales. Comme les forces principales développées en *a* et en *g* n'ont pas tout à fait la même direction, les génératrices, telles que *ag*, ne sont pas absolument rectilignes; elles sont légèrement concaves vers l'extérieur, mais cette courbure est généralement très faible, et l'inclinaison sur l'axe de la droite *ag*, dans les cassures métalliques, est toujours extrêmement voisine de 50°. »

Le capitaine Duguet (1) donne également un exemple intéressant de rupture par compression.

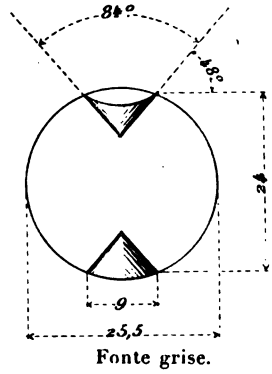
« Les sphères de fonte se brisent avec une grande facilité. Nous avons représenté (*fig.* 17 et 18) les cassures de deux sphères comprimées, l'une en

Fig. 17.



Fonte truitée.

Fig. 18.



Fonte grise.

fonte truitée de Ruelle, découpée au tour dans un morceau de canon; l'autre en fonte grise coulée directement en biscaïen.

» La cassure se compose de deux cônes dont l'inclinaison diffère peu de 50°; la rupture commence par les bords des aplatissements, qui servent de base aux cônes, et s'achève par l'éclatement des sphères en quartiers limités par des plans diamétraux. Les cônes de rupture de la fonte truitée sont très grands et ont l'aspect granuleux truité; ceux de la fonte grise, au contraire, sont parfaitement lisses. »

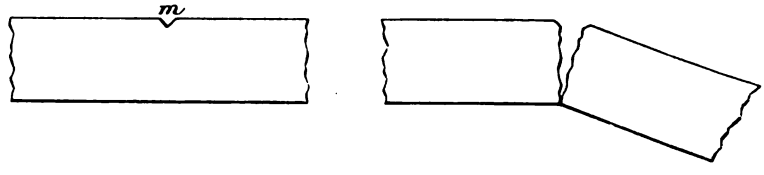
---

(1) *Déformation des corps solides*, IIe Partie, p. 105-106.

Tout ce qui précède montre que les forces antagonistes de traction ou de compression produisent, lorsqu'elles sont assez intenses, des effets de glissement pouvant aller jusqu'à la rupture. Faut-il en conclure que le glissement est le seul mode de rupture des solides homogènes, comme semblent le penser certains auteurs? « La rupture des corps solides ne se produit pas par traction ou par compression simple, mais bien par cisaillement, c'est-à-dire par glissement relatif de deux sections parallèles [1]. » Nous pensons que c'est là une exagération; le glissement est certainement le mode le plus fréquent de rupture, mais ce n'est pas le seul, comme le montrent les exemples suivants :

Rupture par traction simple. — Lorsqu'un forgeron veut se rendre compte de la qualité de la matière qu'il va travailler, il saigne d'un coup de tranche (*m*) la barre de fer ou d'acier qu'on lui a donnée (*fig.* 19), puis il la casse d'un

Fig. 19.



fort coup de marteau, et il examine le grain du métal; la cassure qui se produit dans ces conditions a un aspect tout différent de celles qu'on obtient par traction lente. Cet essai, employé depuis longtemps par les praticiens, paraît être l'origine des épreuves de choc sur barrettes entaillées. Les boulons qui rompent au fond des filets dans un choc présentent des cassures du même genre.

Le capitaine Duguet [2] donne un exemple de ce genre de rupture :

« Lorsque la partie cylindrique, le corps de l'éprouvette, est très courte, ou encore lorsque l'éprouvette est formée de deux troncs de cône opposés par leur petite base (*fig.* 20), la charge de rupture est plus élevée que dans

Fig. 20.

le cas précédent (éprouvette tournée en forme de fuseau), et la cassure,

---

(1) *Déformations et conditions de rupture dans les corps solides*, par M. Harel de la Noë, ingénieur en chef. (*Annales des Ponts et Chaussées*, 2e trimestre 1900, p. 183.)

(2) *Déformation des corps solides*, IIe Partie, p. 121.

normale à l'axe dans son ensemble, est formée de grains brillants, plus ou moins fins, d'autant plus fins que la matière est plus raide, et que la partie cylindrique de l'éprouvette est plus courte.

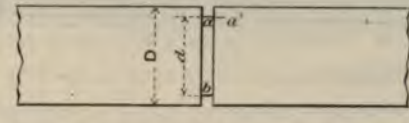
» Lorsque la rupture se produit sans formation de fuseau, la cassure est généralement à grains brillants, quelles que soient d'ailleurs la douceur de la matière et les dimensions de l'éprouvette. Nous savons que, avec les matières raides, le fuseau ne se forme jamais; la cassure est donc toujours à grains.

» Dans ces conditions, les déformations sont très faibles, et il n'y a, en chaque point, qu'une seule force principale développée; il y a *simple traction*, et la cassure, dans notre opinion, doit être une surface de pente égale à α° sur l'axe, la rupture se produisant lorsque l'intensité de la force principale unique f est liée à la résistance au glissement par la relation

$$\frac{f}{2E} \operatorname{tang} \alpha = G. \text{ »}$$

Si, au lieu d'être triangulaire, la saignée a la forme rectangulaire (*fig.* 21), on constate les résultats suivants avec un acier assez doux :

Fig. 21.

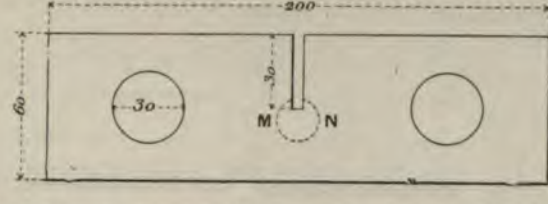


Sous l'action d'un choc, la rupture a lieu en a, b.

Sous l'action d'un effort de traction progressif, si la différence entre d et D n'est pas trop grande, la striction d'abord et la rupture ensuite ne se produisent pas en ab, mais en un autre point de l'éprouvette.

Dans le premier cas, la partie ab étant très courte, son allongement est faible; il lui faudrait donc supporter un effort énorme pour que le produit des deux facteurs fût égal au travail développé dans le choc.

Fig. 22.



Dans le second cas, la partie ab fatigue la première, elle s'écrouit, sa limite élastique augmente, mais cette tranche est trop courte pour que la striction s'y produise, et elle a lieu dans une autre portion du cylindre. La réaction des parties voisines se traduit par une légère fente circulaire, qu'on peut constater en a; elle est dirigée en aa' dans le prolongement de la partie cylindrique de diamètre d. Cette fente, produite par une traction, est l'ana-

logue de celle que produit une compression lorsqu'il y a un commencement de poinçonnage.

Enfin, si l'on essaye à la traction des éprouvettes conformes au tracé ci-dessus (*fig.* 22), et ayant 12^{mm} d'épaisseur, on obtient les résultats suivants :

		Nature de l'acier.		
		40^{kg}.	50^{kg}.	60^{kg}.
Déformation en MN indiquant un étirement.		très prononcée.	prononcée.	presque nulle.
Rupture.	Effort...	8010^{kg}	10050^{kg}	11350^{kg}
	Nature..	Déchirement progressif.		brusque et bruyante, morceaux projetés.
Aspect de la cassure...		Accusant un glissement.		A grain.

Il résulte de tout ce qui précède que la rupture des métaux ne se produit, le plus souvent, qu'après une déformation résultant de glissements qui modifient la contexture de la matière. Plus le métal est doux, plus les déformations sont prononcées, plus la cassure a une apparence fibreuse ou lamelleuse. Toutefois, lorsque la nature du métal ou la forme de l'éprouvette ne se prête pas au glissement, il peut être très faible ou même nul; alors la rupture est brusque et bruyante, et la cassure est à grains plus ou moins gros.

On peut donc distinguer deux modes extrêmes de rupture, qui se retrouvent plus ou moins nettement caractérisés dans les cas si divers de la pratique :

1° La rupture par glissement;

2° La rupture par traction simple.

Le premier mode est caractérisé par des déformations plus ou moins étendues au voisinage de la cassure, et par l'aspect de celle-ci (*fig.* 23).

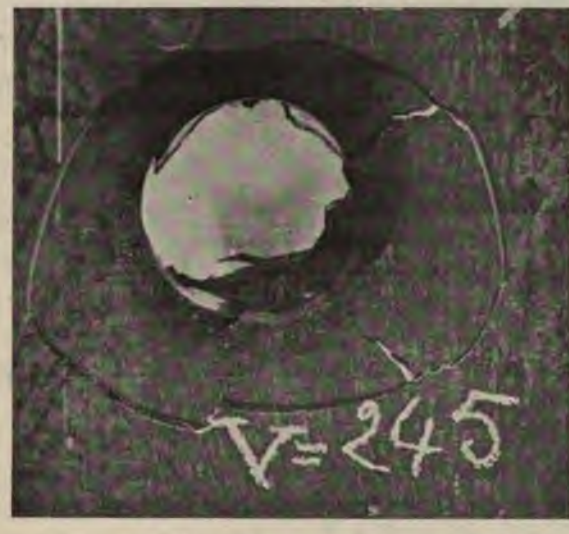
Fig. 23.

Cassure après glissement sous une pression très énergique.

Le second mode ne comporte que des déformations très faibles au bord de la cassure, qui se produit brusquement et avec bruit; l'aspect de la cassure est toujours à grain. C'est à ce mode de cassure que correspond la fragilité,

défaut qui peut tenir, entre autres causes, à une limite élastique élevée, ou à des tensions intérieures. Nous donnons ci-dessous (*fig.* 24) un exemple assez remarquable de rupture au choc d'une tôle fragile.

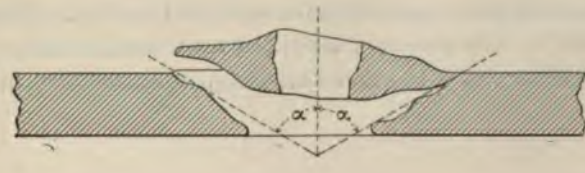
Fig. 24.



La perforation rapide par un poinçon conique a produit une déformation générale en forme d'entonnoir, et des cassures, les unes rayonnantes, les autres enveloppant le trou débouché.

Les deux modes de rupture peuvent quelquefois se produire simultanément; nous en donnons un exemple (*fig.* 25).

Fig. 25.



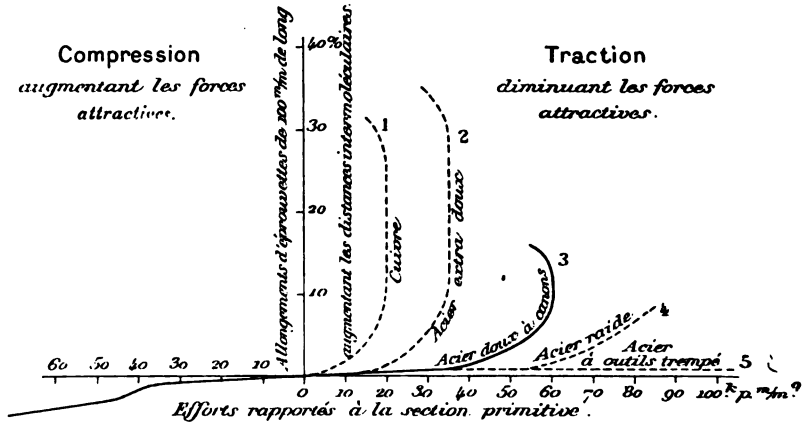
ÉCOULEMENT.

Lorsque la matière est très malléable et qu'elle travaille par compression, la rupture ne se produit pas forcément, les glissements peuvent se continuer presque indéfiniment, le cylindre s'aplatit en augmentant de section. Il y a pour ainsi dire *écoulement de la matière*, comme dans les liquides, suivant l'expression adoptée par Tresca. La vitesse dépend de la pression.

COURBES DE DÉFORMATION.

Les différentes phases par lesquelles peut passer un prisme soumis à l'action d'un couple de forces antagonistes sont assez bien représentées par le rapprochement des courbes de compression et de traction (*fig.* 26) obtenues au moyen de machines à colonne de mercure.

Fig. 26.



(Extrait de la *Déformation des corps solides*, du Capitaine DUGUET.)

On observe les périodes suivantes, dont la description est tirée en grande partie de l'excellent ouvrage du capitaine Duguet (Ire Partie, p. 21 et suivantes); mais les résultats acquis depuis lui (1882) ont permis de mieux définir le caractère de chaque période.

1° *Période élastique.* — Tant que les forces restent comprises dans les limites de l'élasticité, l'extrémité du prisme, écartée de sa position d'équilibre dans un sens ou dans l'autre, y revient naturellement, l'équilibre est stable, et le phénomène est réversible. Les variations de dimensions sont d'ailleurs très petites.

Cette période est d'autant plus étendue que les limites de l'élasticité sont plus écartées, et l'on sait que ces limites peuvent varier avec les efforts supportés par la matière; elles ne caractérisent pas sa nature, mais son état actuel.

2° *Période d'écrouissage.* — Une fois la limite de l'élasticité dépassée, il se produit à l'intérieur du solide des glissements suivant des directions déterminées. Les changements de dimension, beaucoup plus accentués que pendant la première période, sont en grande partie permanents, et croissent plus vite que les forces; lorsque celles-ci cessent d'agir, l'allongement élastique, qui est le plus faible, disparaît; seul l'allongement permanent reste. Les glissements de la matière ont pour résultat d'élever la limite élastique, qui se rapproche de celle de rupture; le métal devient de plus en plus fragile à mesure que l'étendue de cette période diminue.

L'augmentation des dimensions transversales, et par suite de la section, qui se produit sous l'action des forces de compression, fait que le solide tend vers une position d'équilibre, ce qui n'a pas lieu s'il est soumis à des forces de traction, qui font diminuer la section.

3° *Période d'écoulement.* — Dans les épreuves par traction, il arrive un moment où la colonne de mercure de la machine reste stationnaire, l'éprouvette s'allonge sous une force constante. Bientôt le mercure descend, puis tombe tout à coup. L'éprouvette s'allonge de plus en plus sous l'action des efforts décroissants, le métal file, s'écoule et rompt.

Tandis que, pendant les deux premières périodes, l'éprouvette reste sensiblement cylindrique, dans la troisième, les déformations se localisent, la striction se forme et s'accentue de plus en plus, la matière s'écoule vers le centre.

« L'étirage des corps raides se compose seulement des deux premières périodes, la rupture se produisant pendant la seconde; dans ce cas, il ne se forme pas de striction.

» Certains corps extrêmement raides, comme le verre, l'acier à outil trempé, se brisent pendant la première période élastique; il n'y a aucune déformation permanente, et la limite d'élasticité se confond avec la charge de rupture. »

Les épreuves de compression donnent lieu à des phénomènes analogues, mais qui présentent cependant des différences notables. La matière se gonflant et augmentant de section, au lieu de s'étirer, résiste à des efforts beaucoup plus considérables, l'écoulement se produit vers l'extérieur au lieu d'être dirigé vers l'intérieur.

Les courbes de la figure 26 représentent les efforts de déformation rapportés à la section primitive; comme cette section varie avec les forces, et que ce sont les efforts unitaires qui ont surtout de l'intérêt, il conviendrait de rapporter les efforts à la section déformée; en opérant ainsi, on trouve des courbes de traction, qui se rapprochent d'une ligne droite faisant un angle relativement faible avec l'axe des allongements. Il conviendrait en outre, pour éviter les efforts obliques, que l'éprouvette restât sensiblement cylindrique pendant toute l'épreuve, au lieu de prendre la forme d'un fuseau (striction); pour obtenir ce résultat, il faudrait la remettre de temps en temps sur le tour. C'est à ces conditions seulement que la courbe peut donner avec quelque

exactitude les variations des efforts intérieurs parallèles aux forces, pendant la période d'écrouissage. Il y aurait intérêt à avoir des données, relevées dans ces conditions, pour des nuances d'acier variées.

III. — COEFFICIENTS DE DÉFORMATION.

En étudiant l'effet statique des forces sur les solides, nous avons vu que, lorsqu'un prisme droit est soumis à l'action d'un couple de forces antagonistes dans le sens de sa longueur, cette dimension subit une déformation unitaire a, allongement ou accourcissement suivant le sens des forces; en même temps, les dimensions transversales subissent une déformation inverse b.

Les déformations unitaires	a et b
L'effort unitaire	f
Le coefficient ou module d'élasticité	E
Le coefficient de Poisson	σ

satisfont aux relations suivantes :

$$a = \pm \frac{f}{E} \quad \text{et} \quad b = \mp \sigma a \quad \text{ou} \quad b = \mp \sigma \frac{f}{E}.$$

M. Potier, dans son *Cours de Physique* de l'École Polytechnique, montre que « la connaissance de ces coefficients E et σ est suffisante pour déterminer complètement un corps au point de vue de ses propriétés élastiques ».

Nous étudierons successivement ces deux coefficients.

Coefficient d'élasticité. — Il a pour valeur

$$E = \frac{f}{a}; \qquad \text{pour } a = 1, \qquad E = f.$$

Ce coefficient est donc l'effort qui serait capable d'allonger d'une quantité égale à sa propre longueur une barre de la substance considérée, ayant une section égale à l'unité, si un pareil allongement était physiquement possible, ce qui n'a pas lieu, car l'allongement correspondant à la limite de l'élasticité est toujours très petit, et bien inférieur à l'unité.

La valeur de E varie non seulement avec la nature de la matière, mais avec la température, comme nous le verrons plus loin :

$$E' = E(1 - \alpha t).$$

Pour les liquides, dont les molécules se déplacent avec une grande facilité, un seul coefficient suffit pour définir leur déformation, c'est le coefficient de

compressibilité cubique, ou de changement de volume sous l'influence de la pression; ce coefficient a été mesuré avec beaucoup de soin pour le mercure par M. Amagat, qui a trouvé

$$0,000003918.$$

Pour bien montrer l'importance de ce chiffre, il fait remarquer que, « la compressibilité du mercure étant de l'ordre de grandeur de celle du verre, l'erreur provenant de la correction de l'enveloppe peut fausser les résultats dans une proportion énorme; c'est ce qui explique la divergence des résultats obtenus avec le piézomètre ».

Coefficient de Poisson. — Le rapport $\frac{b}{a} = \sigma$ est généralement appelé *coefficient de Poisson,* du nom du géomètre qui, le premier, a calculé sa valeur en faisant certaines hypothèses sur l'attraction des molécules des corps solides. Il a trouvé que la contraction unitaire de la section droite d'une verge tirée par les deux extrémités est égale à la moitié de l'allongement de l'unité de longueur :

$$2b = \frac{1}{2}a \qquad \text{ou} \qquad \frac{b}{a} = \frac{1}{4} = \sigma.$$

Cauchy a établi des formules plus générales, qui comprennent comme cas particulier la solution de Poisson, mais qui montrent qu'elle n'est pas nécessaire, et qu'il peut y avoir entre a et b d'autres relations, que l'expérience est appelée à déterminer.

De Saint-Venant est arrivé de son côté à conclure que, pour tous les corps isotropes, le coefficient de Poisson doit être égal à $\frac{1}{4}$.

Ces résultats de calculs, basés sur des hypothèses encore incertaines, avaient besoin du contrôle de l'expérience.

Cagniard-Latour, en mesurant la variation de volume d'un fil métallique placé dans un tube en verre et entouré d'eau, a été conduit à admettre que les prévisions de la théorie de Poisson étaient exactes. Après lui, Wertheim, suivant les indications de Regnault, a opéré en exerçant une traction sur des tubes pleins d'eau; il a trouvé que l'allongement unitaire est égal non pas au double, mais au triple de l'augmentation des sections :

$$a = 3a\left(1 - 2\frac{b}{a}\right), \qquad 1 = 3 - 6\frac{b}{a}, \qquad \frac{b}{a} = \frac{1}{3} = \sigma.$$

M. Amagat a repris cette étude avec la méthode et le soin qu'il apporte à tous ses travaux; nous ne pouvons mieux faire que de lui laisser la parole [1].

« La question à examiner est la suivante: la valeur du coefficient de

---

[1] *Recherche sur l'élasticité des solides* (*Annales de Chimie et de Physique,* janvier 1891).

Poisson σ est-elle la même pour tous les solides isotropes, et dans ce cas est-elle égale à 0,25 ou à 0,333?

» D'après les travaux de plusieurs géomètres, ce coefficient est invariable, et l'on peut seulement dire que ses valeurs extrêmes sont 0 et 0,50, cette dernière valeur étant du reste celle qui, d'après la théorie, convient à l'état liquide; les expériences de divers physiciens sont conformes à cette opinion; cependant, d'après de Saint-Venant, on devrait avoir $\sigma = 0,25$ pour tout solide réellement isotrope.

» A la suite d'expériences devenues classiques, Wertheim avait conclu qu'on a pour tous les solides $\sigma = 0,333$, et ceci pour le caoutchouc tout aussi bien que pour le verre et les métaux.

» Cette conclusion est absolument inacceptable, et l'erreur peut s'expliquer par la considération de diverses négligences signalées déjà par plusieurs physiciens dans l'expérimentation de Wertheim.

» Pour le caoutchouc, par exemple, l'expérience bien connue du barreau de cette substance a été reprise par M. Röntgen, qui a mesuré le rapport de l'allongement à la contraction du côté de la section par une méthode extrêmement simple : pendant que le prisme est sous charge, il imprime une circonférence sur l'une de ses faces; quand la charge est enlevée, cette circonférence devient une ellipse, dont le rapport des axes fournit la mesure cherchée; M. Röntgen trouve ainsi que $\sigma = 0,50$.

» Quant au verre et au cristal, je rappellerai d'abord que M. Cornu, appliquant à l'étude de la déformation d'un prisme de glace de Saint-Gobain une méthode optique très élégante, analogue à celle de M. Fizeau pour les dilatations, a été conduit pour ce corps à $\sigma = 0,25$.

» Récemment M. Cantoni a trouvé avec quatre tubes de verre les nombres:

0,246, 0,261, 0,264, 0,256
Moyenne.... 0,257

» La méthode qu'il a suivie consiste à combiner une expérience par pression intérieure, dans laquelle on mesure l'allongement du tube par la méthode de M. Fizeau.

» Enfin la moyenne de mes expériences donne

0,2451 pour le verre et 0,2499 pour le cristal.

» Si l'on tient compte de la variété des méthodes suivies et de la concordance des résultats, on n'hésitera pas à admettre que pour le verre et le cristal on a réellement $\sigma = 0,25$, tout au moins à peu de chose près; par suite, la conclusion de Wertheim n'est pas plus exacte pour le verre que pour le caoutchouc; l'erreur se trouve moins grande avec les métaux qu'il a étudiés; pour ces corps, en effet, la valeur de σ se rapproche beaucoup de 0,333. »

M. Amagat a déterminé l'élasticité du verre et du cristal en mesurant la variation du volume intérieur de tubes convenablement choisis, dV' lorsqu'ils

sont soumis à une traction, et dV lorsqu'ils sont comprimés par l'extérieur; les formules suivantes permettent de déterminer σ et E :

$$dV = \frac{P_0}{E}\left(\frac{5-4\sigma}{R_1^2 - R_0^2}\right)V_0 \qquad \text{et} \qquad dV' = \frac{P'}{E}(1-2\sigma)V_0.$$

Il a également répété les expériences de Wertheim, en prenant des tubes métalliques alésés au tour, au lieu d'être étirés, sauf pour ceux en verre et en plomb; il avait en outre la précaution de disposer à chaque extrémité du tube un joint à la Cardan, pour qu'il restât parfaitement droit sous l'action des efforts. Les formules suivantes permettent également de déterminer σ et E :

$$\Delta l = \frac{P}{E}L_0, \qquad \Delta V = \frac{P}{E}(1-2\sigma)V_0.$$

M. Amagat résume comme suit les résultats obtenus par les deux méthodes; on voit qu'ils concordent d'une façon remarquable :

	Coefficient de Poisson σ.			Coefficient de compressibilité cubique.	Coefficient d'élasticité E.		
	Première méthode.	Seconde méthode.	Moyenne.		Première méthode.	Seconde méthode.	Moyenne.
Verre.....	0,2451	"	0,2451	0,000002197	6775	"	6775
Cristal....	0,2499	"	0,2499	0,000002405	6242	"	6242
Acier.....	0,2691	0,2679	0,2686	0,000000680	20333	20457	20395
Cuivre....	0,3288	0,3252	0,3270	0,000000857	11979	12312	12145
Laiton.....	0,3305	0,3236	0,3275	0,000000953	10680	11022	10851
Métal Delta.	0,3330	0,3468	0,3399	0,000001021	12054	11331	11697
Plomb.....	0,4252	0,4313	0,4282	0,000002761	1626	1493	1556

Puis il conclut :

« De ces faits, de l'ensemble des nombres consignés au tableau, et des résultats obtenus déjà par plusieurs physiciens, il résulte que, pour les corps étudiés jusqu'ici, σ varie entre 0,25 et 0,50. En résulte-t-il qu'il soit inexact de dire qu'on doit avoir $\sigma = 0,25$ pour tout vrai solide isotrope? La question est de savoir ce qu'on entend par un vrai solide. Peut-on dire que le plomb soit réellement un corps solide? A ce point de vue, n'est-il pas probable que la valeur théorique 0,25 soit une limite impliquant pour le corps qui doit la posséder non seulement la condition d'isotropie, mais encore une autre condition relative à la solidité, qu'on peut se proposer de chercher?

» Les nombres consignés au tableau ci-dessus, dans lequel les corps sont rangés dans l'ordre des valeurs croissantes de σ, montrent que pour les métaux étudiés cet ordre est aussi sensiblement celui des valeurs croissantes du coefficient de compressibilité; que cet ordre est sensiblement aussi celui dans lequel les corps deviennent plus mous; que cet ordre, enfin, est aussi (sauf pour le métal Delta) l'ordre dans lequel les corps, depuis le verre ou le cristal jusqu'au plomb, deviennent plus susceptibles de subir des déformations permanentes. J'ai à peine besoin d'ajouter que, même quand il s'agit des corps les plus déformables, on ne considère que des résultats obtenus

dans des conditions où il ne s'est pas produit de déformations permanentes sensibles.

» Il paraît résulter de l'ensemble de ces considérations que la valeur de σ, théoriquement égale à 0,50 pour les liquides, décroît d'un corps à l'autre, au fur et à mesure que ceux-ci, passant par tous les intermédiaires, se rapprochent de l'état solide parfait, pour lequel on aurait $\sigma = 0,25$; cet état étant caractérisé par le fait d'être absolument réfractaire aux déformations permanentes, c'est-à-dire en fait rigoureusement élastique, condition à laquelle il faut joindre, bien entendu, celle de l'isotropie.

» Il est probable qu'aucun corps de la nature ne possède strictement cette propriété; pour le verre et le cristal, qui, parmi les corps étudiés, s'en rapprochent le plus, le coefficient σ a atteint sensiblement la valeur limite; l'acier viendrait ensuite, le caoutchouc serait à l'autre extrémité de l'échelle.

» La valeur de σ doit du reste varier pour un même corps avec son état physique; elle serait très certainement égale à 0,50 pour le verre en fusion.

» L'état solide parfait, au point de vue qui nous occupe, celui pour lequel on doit avoir $\sigma = 0,25$, serait donc l'état d'un corps réalisant la double condition d'être à la fois rigoureusement élastique et rigoureusement isotrope. »

A l'appui de ce qui précède, nous pouvons citer les travaux de M. Clemens Schaëffer sur les variations de σ avec la température. Partant de la formule

$$2(1+\sigma) = \frac{E}{\mu},$$

dans laquelle μ représente le coefficient de torsion, il obtient la formule suivante :

$$1+\sigma_t = (1+\sigma_0)\frac{1-\alpha t}{1-\beta t},$$

dans laquelle on désigne par α et β les coefficients de variation de E et de μ avec la température. L'étude de différents métaux lui a montré que ces coefficients sont sensiblement constants, et donnés par les chiffres suivants :

Métaux.	μ en $\frac{kg}{mm^2}$.	$\frac{\beta}{10^{-3}}$.	E en $\frac{kg}{mm^2}$.	$\frac{\alpha}{10^{-3}}$.	σ à 20°.
Argent.....	2,467	0,8209	5,897	0,765	0,195
Platine.....	6,593	$0,178.10^{-3}$	16,029	$0,0732.10^{-3}$	0,215
Palladium.....	4,613	0,2696	11,284	0,1979	2,223
Nickel.....	9,518	0,3281	23,544	0,2463	0,239
Cuivre.....	3,967	0,4489	9,897	0,3627	0,245
Fer.....	7,337	0,3035	18,347	0,2250	0,247
Zinc.....	1,614	4,837	4,296	»	0,331
Aluminium.....	2,329	2,472	6,330	2,132	0,359
Plomb.....	550	7,867	1,493	»	0,431

Nota. — La valeur relative au cuivre diffère de celle donnée par M. Amagat, 0,245 au lieu de 0,327.

M. Clemens Schaëffer a pu calculer les températures pour lesquelles $\sigma = \frac{1}{2}$, valeur qui correspond à l'état liquide.

Le tableau suivant montre que ces températures sont peu différentes des températures de fusion :

Métaux.	Température $\sigma = \frac{1}{2}$.	Température de fusion.	Différences.
Platine.....	1741°	1775°	— 34
Palladium.....	1724	1578	+ 146
Fer.....	1470	1500 env.	— 30
Nickel.....	1391	1400	— 9
Cuivre.....	1169	1084	+ 85
Argent.....	990	951	+ 39

On peut donc admettre que la fusion des métaux est le résultat naturel de la variation de leurs propriétés élastiques; c'est là un fait important, comme tous ceux qui tendent à rapprocher les différents phénomènes du monde matériel, en montrant la continuité qui existe entre eux, et qui est d'autant plus sensible qu'on les connaît davantage.

IV. — CONSTITUTION DE LA MATIÈRE.

Points matériels. — Pour étudier les efforts intérieurs résultant des déformations que les forces extérieures font subir aux corps sur lesquels elles agissent, il serait fort utile de connaître la constitution moléculaire des corps; malheureusement nous en sommes réduits aux conjectures.

La mécanique rationnelle considère des points géométriques doués de masse, qu'elle appelle des *points matériels;* elle leur applique des forces, en vertu desquelles ils s'attirent ou se repoussent, et elle étudie leurs déplacements les uns par rapport aux autres. Partant de là, Lamé admet que [1] :

« Un corps solide est le lieu d'une infinité de points matériels, infiniment rapprochés, mais qui ne se touchent pas, et jouissent les uns à l'égard des autres de la propriété suivante : si, en vertu d'une action extérieure, deux points matériels suffisamment voisins se rapprochent ou s'éloignent l'un de l'autre, il en résulte entre ces deux molécules une action ou force, répulsive dans le premier cas, attractive dans le second, qui est une fonction de la distance primitive des deux molécules et de leur écartement Δa.... »

Réduire les molécules à de simples points revient à considérer leurs dimensions comme négligeables relativement aux distances intermoléculaires, ce qui n'est pas conforme à la réalité.

---

[1] LAMÉ, *Leçons sur la théorie mathématique de l'élasticité des corps solides.* 2e édition, p. 7.

Dans sa remarquable étude sur la *Déformation des corps solides* (1), après avoir rappelé que les contractions résultant soit de l'abaissement de la température, soit de l'augmentation de la pression, ne produisent jamais que des diminutions de volume extrêmement faibles, le capitaine Duguet déclare que « l'on n'est pas en droit de considérer les molécules des solides comme séparées par de très grands intervalles relatifs ».

HYPOTHÈSE MOLÉCULAIRE.

Molécules. — Les physiciens admettent que la matière n'est pas divisée à l'infini, mais se compose d'éléments distincts, beaucoup plus petits que les gouttelettes de brouillard et les poussières les plus fines. Les molécules, comme on les appelle, sont absolument identiques entre elles pour une même substance. Il est naturel d'admettre qu'elles jouissent des mêmes propriétés que nous constatons dans les corps eux-mêmes; par suite une molécule isolée doit être une petite sphère élastique. Deux molécules doivent s'attirer mutuellement suivant la ligne qui joint leurs centres de gravité, et avec d'autant plus de force qu'elles sont plus rapprochées; comme elles sont minuscules, leur sphère d'action est elle-même très petite. Si deux molécules, animées d'une certaine vitesse, se rencontrent, elles doivent se déformer, et réagir l'une sur l'autre suivant les lois du choc. Tout doit donc se passer comme si les forces attractives émanaient du centre de la masse des molécules, et les forces répulsives de leur point de contact.

On retrouve les molécules dans les différents états sous lesquels la matière se présente à nous, mais elles peuvent être groupées différemment. Briot (2) appelle « *molécule élémentaire ou constitutive* d'une substance, la molécule » gaz; la réunion de plusieurs de ces molécules élémentaires forme la molé- » cule liquide; la réunion de plusieurs de ces dernières forme un groupe plus » complexe, qui est la molécule solide ». Les cristaux sont formés par le groupement d'un certain nombre de molécules solides.

Les molécules sont trop petites pour qu'on puisse les voir, même au microscope. « Cet instrument, d'après M. Jean Perrin (3), nous permet d'apercevoir » des détails ayant seulement le quart d'un millième de millimètre, ou un » quart de micron; mais, en raison même de la nature ondulatoire de la » lumière, il est peu probable que le microscope nous permette jamais » d'observer beaucoup au delà du dixième de micron. » La division par la voie mécanique conduit, dans certains cas, aussi loin que le microscope : « on a pu réaliser des feuilles d'or battu dont l'épaisseur était seulement d'un » quart de micron ». Rendues à cette épaisseur, elles deviennent trop difficiles

(1) IIe Partie, *Statique générale*, p. 19.
(2) *Théorie mécanique de la chaleur*, 2e édition, p. 158.
(3) *Les hypothèses moléculaires* (*Revue scientifique*, 13 avril 1901).

à manier. Lord Rayleigh est allé plus loin, il est arrivé à recouvrir un grand bassin avec « une goutte d'huile de poids si faible, qu'une fois étendue à la » surface de l'eau elle ne pouvait pas avoir une épaisseur supérieure à un » deux-millième de micron ». Rien ne prouve d'ailleurs qu'il soit impossible d'obtenir des épaisseurs encore moindres.

Cristallographie. — L'hypothèse moléculaire est la base de cette science que Haüy fonda après avoir observé qu'en tombant, un cristal de spath calcaire se subdivise en une infinité de petits rhomboïdes; depuis, Bravais, Mallart et Wallerant, par une série de perfectionnements successifs, sont arrivés à expliquer tous les faits observés. La matière d'un cristal est organisée dans toutes ses parties avec une telle régularité, qu' « il est logiquement impossible de » justifier cette disposition autrement que par une décomposition de la » matière cristallisée en une infinité d'éléments identiques et semblablement » orientés (1) ». Ces éléments, particules complexes de M. Wallerant, paraissent d'ailleurs composés de plusieurs molécules.

Théorie cinétique. — La théorie des gaz développée par Clausius et Maxwell s'appuie aussi sur l'hypothèse moléculaire; elle admet que « *les* » *molécules sont des sphères élastiques* (2) » toujours en mouvement, animées de vitesses d'autant plus grandes que la température est plus élevée, et d'autant plus distantes que la pression est moindre. Tant que la température est constante, elles ne perdent pas d'énergie dans leurs chocs incessants, soit entre elles, soit avec les parois de l'enceinte, et conservent ainsi la même vitesse moyenne. Partant de là, on explique la loi de Mariotte par le nombre de chocs, proportionnel à la densité du gaz; on calcule la *vitesse moyenne* des molécules, qui atteint son maximum (1840^m) pour l'hydrogène, et s'élève à 500^m pour l'oxygène et l'azote de l'air. *Le frottement intérieur, ou viscosité*, permet d'évaluer le libre parcours moyen des molécules entre deux chocs; on trouve que : « à la température et sous la pression ordinaires, il est de » l'ordre du dixième de micron, c'est-à-dire à peine inférieur aux plus petites » grandeurs appréciables par le microscope.

» En effectuant ces calculs, Maxwell trouva qu'à température constante » *le frottement intérieur doit être indépendant du rapprochement des molé-* » *cules, c'est-à-dire de la pression.* C'est là une conséquence inattendue, que » l'expérience a vérifiée, confirmant ainsi la théorie d'où elle était » déduite (3) ».

En supposant le gaz solidifié, et admettant que, dans cet état, les molécules sont empilées à se toucher, « on trouve que *les diamètres des différentes*

---

(1) De Lapparent, *Atomes et molécules* (*Revue des questions scientifiques*, 20 avril 1902).
(2) Boltzmann, *Théorie des gaz*, traduite par Gallotti, p. 15.
(3) Jean Perrin, *Hypothèses moléculaires*.

» *molécules doivent être compris entre un millième et un dix-millième de* » *micron*... Les minces couches d'huile étudiées par Lord Rayleigh pouvaient » donc contenir dans leur hauteur entre 2^{mol} et 20^{mol} (1) ». On trouve également que « à l'intérieur d'un tube de Crookes, *sous une pression d'un* » *millième d'atmosphère, chaque millimètre cube contient encore environ* » 50 *milliards de molécules* (1) ».

En étendant la théorie cinétique aux liquides, « le Hollandais Van der Waals » a montré que *les fluides obéissent tous à une même loi de compressibilité.* » Cette admirable *loi des états correspondants* est une des plus importantes et » des plus générales que l'on ait découvertes; sa vérification est dès à présent » certaine : c'est là un triomphe éclatant pour les hypothèses moléculaires, » qui seules ont conduit à ce résultat (2) ».

Il serait bien à désirer qu'on fît également la théorie des solides, mais ce travail présente de grandes difficultés, comme le signale M. Brillouin, qui ajoute que « l'étendue explorée par les expériences de compression est bien « restreinte aux environs du point d'équilibre ». La période ultra-élastique, qui se rapproche le plus de l'état liquide, a déjà été l'objet de quelques études, mais elles sont loin d'être suffisantes.

Atomes. — La chimie, après avoir découvert la loi des proportions définies et celle des proportions multiples, qui se vérifient toujours, si faibles que soient les quantités de matière, a rajeuni et confirmé l'antique conception des atomes, et a montré que les molécules d'un corps composé renferment nécessairement un nombre entier d'atomes de chacun des composants.

L'*électrolyse*, à son tour, est venue confirmer la théorie atomique :

« Après les mémorables découvertes de notre compatriote Raoult sur les » propriétés des dissolutions étendues, M. Svante Arrhénius a été conduit, » pour expliquer ces propriétés, à imaginer la présence, au sein des solutions » électrolytiques, d'*atomes dissociés ou ions*, capables de cheminer les uns à » côté des autres, sans se combiner, grâce à la charge électrolytique dont » ils sont porteurs (2) ». On est parvenu à séparer les ions positifs des ions négatifs, et à mesurer la charge électrique qu'ils portent; cette charge est toujours un multiple exact de celle qui caractérise l'ion d'hydrogène, et qu'on peut considérer comme un atome d'électricité.

Corpuscules. — « Au moment où se constituait la doctrine des ions, la » découverte des rayons cathodiques, des rayons Röntgen et des rayons » Becquerel, enrichissait la science de faits nouveaux et particulièrement » suggestifs. L'action de la cathode de l'ampoule de Crookes ne devenait » intelligible, qu'à la condition d'admettre le bombardement du verre par des

(1) Jean Perrin, *Hypothèses moléculaires*.
(2) A. de Lapparent, *Atomes et molécules*, p. 375 et 376.

» projectiles matériels chargés d'électricité négative, d'une merveilleuse » subtilité et d'une incroyable vitesse. Bien vite on entrevit l'identité vrai- » semblable de ces corpuscules avec ceux que doivent dégager spontanément » les métaux radiants (1) ».

L'école de Cambridge, après les expériences de M. Wilson, remarquablement interprétées par M. J.-J. Thomson, a montré que :

1° La *charge d'un corpuscule* est égale à celle que transporte dans l'électrolyse un atome d'hydrogène.

2° La *masse d'un corpuscule* est seulement la millième partie de celle de l'atome d'hydrogène.

On a d'ailleurs calculé « qu'il faudrait un milliard d'années pour que la » perte de masse résultant de l'émission de corpuscules par un petit fragment » de radium fût appréciable à nos instruments de mesure (1) ».

Ces faits ont conduit M. Perrin à comparer l'atome à un système planétaire, composé d'un ou plusieurs soleils positifs, autour desquels gravitent une multitude de corpuscules négatifs, et il calcule que la durée de leur révolution est celle des vibrations lumineuses, correspondant aux raies du spectre d'émission de la substance de l'atome; M. Langevin est arrivé au même résultat par des voies différentes. Ces conceptions hardies ont besoin de confirmation; nous en retiendrons seulement que la matière est en mouvement jusque dans ses derniers éléments, et que sa composition est complexe : corpuscules, atomes, molécules, ces dernières pouvant être groupées en grains ou cristaux plus ou moins gros.

ÉTATS DE LA MATIÈRE.

La matière se présente à nous sous trois états principaux :

Solide, elle a une forme propre, et résiste aux causes de déformation;

Liquide, elle obéit aux moindres forces qui la sollicitent, et lui font épouser les formes du vase qui la contient;

Gazeuse, elle est indéfiniment extensible, et par suite exerce constamment une pression sur les parois de l'enceinte qui limite son expansion.

Mouvement de la matière. — Les gaz, les liquides et même les solides dissous jouissent de la propriété de se diffuser, de se mélanger plus ou moins rapidement malgré l'action de la pesanteur; c'est le résultat de l'agitation perpétuelle des éléments de la matière, agitation qui augmente avec la température, et dans laquelle il faut distinguer trois genres de mouvement :

1° *Déplacement relatif des molécules.* — Elles peuvent osciller autour de leur position d'équilibre (solides), ou être animées de mouvements de trans-

---

(1) De Lapparent, *Atomes et molécules.*

lation rectilignes, dans des directions qui changent à chaque instant, par suite des chocs qui se produisent entre elles (gaz).

2° *Mouvement de rotation des molécules* sur elles-mêmes, oscillatoire ou continu. Le parallélisme des axes de rotation constitue une orientation des molécules.

3° *Mouvement interne*, vibratoire ou orbitaire, des atomes et des corpuscules, qui composent les molécules. Ce mouvement peut produire des dilatations et des contractions des molécules. Comme le précédent, il peut avoir une orientation déterminée.

« *L'ensemble de tous ces mouvements constitue la chaleur.* — Les mouve-
» ments calorifiques produisent des changements dans l'état physique des
» corps, et principalement dans leur volume; ils donnent naissance à des
» actions extérieures; par exemple, quand un corps se dilate sous l'influence
» de la chaleur, il repousse les corps environnants. Réciproquement, une
» action extérieure, comme une pression, s'exerçant sur un corps, peut
» modifier les mouvements moléculaires, et produire des phénomènes calori-
» fiques [1]. »

Les *gaz* sont caractérisés par leur faible densité et la grande distance qui sépare les molécules les unes des autres; on calcule que l'énergie du mouvement de translation est supérieure à la moitié (0,59) de l'énergie cinétique totale. Dans ces conditions, chaque molécule est libre pendant la plus grande partie de son parcours, car elle se trouve en dehors de la sphère d'action des autres molécules; lorsqu'elle s'approche de l'une d'elles, elle traverse rapidement le domaine attractif, un choc se produit et la fait rebondir dans une autre direction. On conçoit : d'une part que les agglomérations de molécules ne résistent pas à ces chocs continuels, c'est donc avec raison que Briot considère la molécule gazeuse comme la molécule élémentaire; et d'autre part que l'expansion des gaz soit lente, malgré la grande vitesse des molécules, car, à chaque instant, leur mouvement est arrêté, et leur direction change. Dans les gaz, l'action des molécules les unes sur les autres est sensiblement nulle, comme Joule l'a montré par l'expérience des deux ballons; il en résulte que l'énergie totale est fonction de la température seule. Dans ces conditions la théorie cinétique est simple, et rend parfaitement compte des phénomènes.

Les *liquides*, énormément plus denses que les gaz, jouissent cependant, comme eux, de la propriété de se diffuser, mais à un degré moindre; leur énergie cinétique de translation est relativement très faible. Les molécules restent constamment dans la sphère d'attraction les unes des autres, sans pour cela être toujours en contact, ce qui leur permet de glisser ou de rouler les unes sur les autres avec une grande facilité, d'où le peu de résistance que les liquides opposent aux déformations. Nous avons dit que M. Van der Waals a réussi à appliquer aux liquides la théorie cinétique, en tenant compte de

---

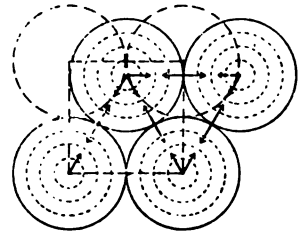
[1] Briot, *Théorie mécanique de la chaleur*, p. 3.

« l'existence simultanée d'un mouvement d'agitation, dont la force vive molé-
» culaire correspond à la température absolue, et d'actions mutuelles à dis-
» tance (1) ». Mais, d'après M. Brillouin (2), « la formule ne traduit que bien
» imparfaitement les idées sur lesquelles elle est fondée ».

Les *solides* ne se diffusent pas, ce qui nuit à leur homogénéité. Les forces attractives entre les molécules sont considérables; non seulement elles les maintiennent dans leurs sphères d'attraction mutuelle, mais la cohésion les serre fortement les unes contre les autres. Elles doivent forcément se déformer, et l'on peut supposer que chaque contact a lieu par une facette, plus ou moins étendue, mais qui donne lieu à un couple de résistance au roulement, lorsque ce mouvement tend à se produire. Dans ces conditions, les mouvements de translation et de rotation ne peuvent être que très faibles; l'agitation calorifique dans les solides comporte donc surtout des mouvements internes, qui peuvent être vibratoires pour les atomes et orbitaires pour les corpuscules, si l'on admet l'hypothèse de M. J. Perrin. La présence des facettes doit d'ailleurs influencer ces mouvements, et les orienter plus ou moins, ce qui expliquerait, jusqu'à un certain point, l'ordonnancement si régulier des cristaux.

Il ne faut pas oublier que les solides flottent souvent sur leurs liquides (eau, fonte, etc.), ce qui indique une densité moindre, et par suite un plus grand écartement des molécules; les forces attractives qui s'exercent entre elles paraissent cependant beaucoup moindres pour les liquides que pour les solides, mais il est possible que ce soit simplement une apparence tenant à la diminution du mouvement de translation des molécules. Cela peut aussi tenir : soit à ce que le groupement moléculaire n'est pas le même dans les solides et les liquides, suivant l'hypothèse de Briot, soit à ce que l'arrimage des molécules est différent; quatre billes, posées sur un marbre, peuvent, sans cesser de se toucher, former une figure variant du carré au losange à 60°, comme le montre la figure suivante :

Fig. 27.



La surface qu'elles occupent varie, comme les hauteurs de la figure, de 1 à sin 60° = 0,866. On peut d'ailleurs remarquer que l'angle α est toujours

(1) Préface de la *Théorie des gaz* de Boltzmann, p. xiii.
(2) *Ibid.*

voisin de 60°; il n'y aurait rien d'étonnant à ce que l'angle du losange varie pendant la période élastique.

Les **changements d'états**, d'après Briot [1], sont des phénomènes « qui » consistent dans le groupement ou la dissociation des molécules, et sont » accompagnés, comme les phénomènes chimiques, de dégagement et d'ab- » sorption de chaleur ». Il admet les lois générales suivantes :

« 1° Deux corps sont à la même température, lorsque l'énergie cinétique » moyenne est la même dans les deux corps ».

« 2° La température absolue d'un corps est proportionnelle à l'énergie » cinétique moyenne d'une molécule ».

Pour lui, lorsqu'un corps passe de l'état solide à l'état liquide, « si chacune » des molécules primitives se divise en deux, le nombre des molécules deve- » nant double, l'énergie cinétique du système devient deux fois plus grande à » la même température; le système a donc absorbé dans ce cas une quantité » de chaleur égale à celle qu'il possédait d'abord ;

» Il faudra en outre tenir compte de la variation d'énergie potentielle, et du » travail de la pression extérieure. » Il en conclut que « la cause principale » des phénomènes calorifiques, qui accompagnent les phénomènes physiques » ou chimiques, réside dans le changement du nombre de molécules ».

Les *phénomènes d'écrasement*, surtout lorsqu'il y a écoulement de la matière, sont accompagnés d'un dégagement considérable de chaleur, dont il serait important de bien expliquer le mécanisme; pour cela des expériences calorimétriques précises seraient nécessaires. MM. Charbonnier et Galy-Aché ont déjà constaté, pour le cuivre, que les cristaux diminuent de grosseur, ce qui nécessite un certain travail, en sorte que l'échauffement de la matière ne représente pas tout le travail dépensé. Il n'est pas impossible que, dans un choc violent, il se produise une désagrégation des molécules solides, immédiatement suivie d'une reconstitution au moins partielle, en sorte que la force vive serait transformée en chaleur par l'intermédiaire d'un travail moléculaire.

PROCÉDÉS D'EXPÉRIMENTATION.

Pour arriver à connaître la constitution de la matière, il faut varier les expériences auxquelles on la soumet, et bien observer comment elle se comporte. La résistance des matériaux étudie les déformations des solides, en traçant à l'extérieur des lignes, et voyant comment chaque tranche se comporte sous l'action des forces extérieures. Les lignes de Lüders donnent également des indications précieuses. MM. Frémont et Osmond [2] ont mesuré

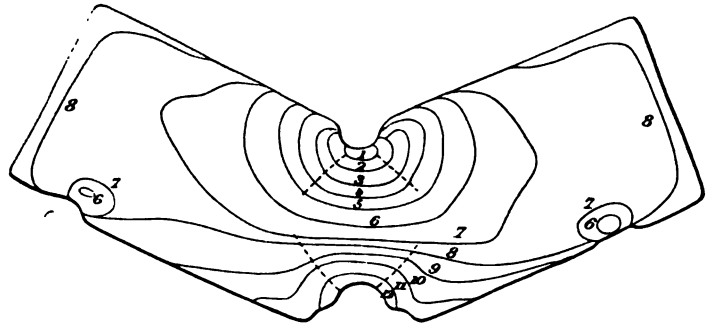
---

[1] *Théorie mécanique de la chaleur*, p. 158, 151 et 156.

[2] *Étude expérimentale sur le pliage des barrettes* (*Bulletin de la Société d'encouragement*, avril 1901).

les déformations locales qui se produisent dans les essais de pliage sur barrettes entaillées. En traçant des courbes de niveau (*fig.* 28) par rapport à

Fig. 28.

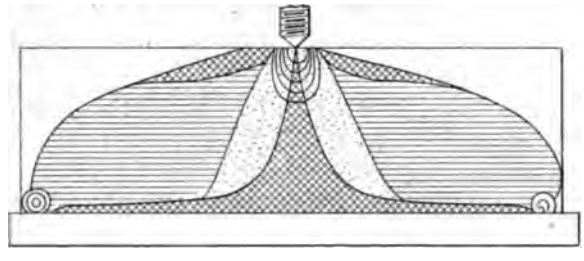


Acier non fragile. — Pression lente.

un plan de repère parallèle aux faces de la barrette, on a constaté que les altitudes en millimètres, du point le plus élevé à la courbe 12, qui est la plus basse, variaient de 11,00 à 9,55.

M. Léger a fait une heureuse application des observations faites en 1813 par Seebeck, sur la double réfraction du verre trempé ou soumis à des forces extérieures, pour se rendre compte de l'état moléculaire et de la répartition des efforts à l'intérieur des corps transparents. La figure suivante (*fig.* 29) est

Fig. 29.



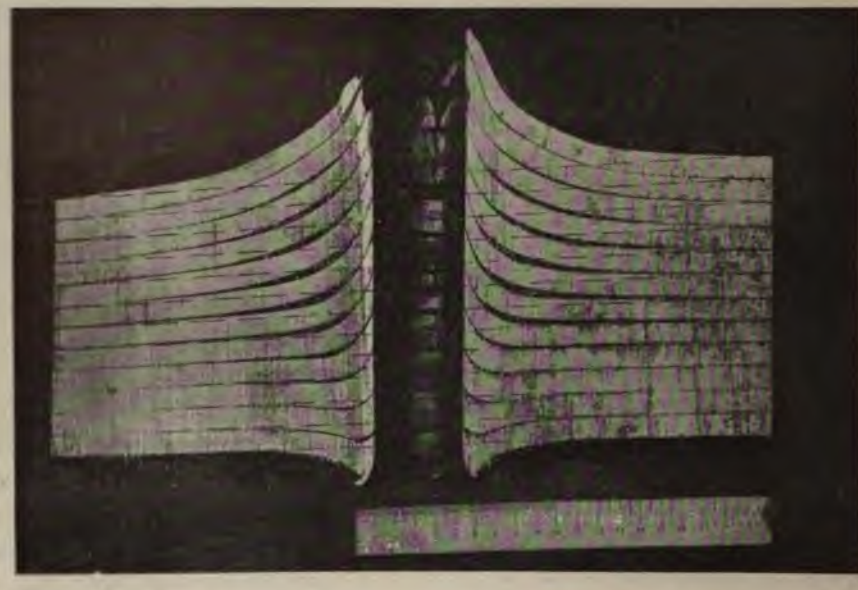
relative à la compression du verre sur une base plus compressible que lui.

Les parties dans lesquelles les efforts se font sentir sont marquées par des irisations, des plages laiteuses ou des obscurités.

Les expériences faites sur un solide composé de plusieurs épaisseurs permettent de se rendre compte, dans une certaine mesure, de la manière dont chaque couche se comporte. M. Tresca a tiré bon parti de cette méthode dans ses études sur l'*écoulement des solides*. Nous donnons ici un exemple de perforation d'une masse d'acier composée de tôles rivées ensemble.

Les traits pointillés (*fig.* 30) permettent de se rendre compte des déformations. On voit que, du côté de l'entrée, où la matière travaille par compres-

Fig. 30.



sion, elle est refoulée et revient en avant; mais cet effet diminue progressivement, et, à partir de la quatrième tôle, la matière est uniquement entraînée dans le sens du mouvement.

Les phénomènes d'écrasement, dont nous donnons plus loin quelques spécimens (*fig.* 43), rendent palpable l'effet des forces, et, par suite, peuvent donner de précieux renseignements, surtout si l'on a soin de mesurer les quantités de chaleur qui deviennent sensibles.

Ces différentes méthodes d'étude sont très instructives, de nombreux matériaux sont déjà amassés; mais ils n'ont pas encore permis d'établir une théorie complète des solides.

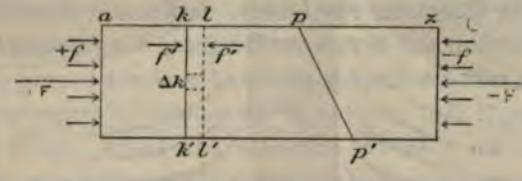
V. — EFFORTS INTÉRIEURS DE DÉFORMATION.

Nous étudierons les efforts intermoléculaires à l'intérieur d'un prisme, lorsqu'il est à l'état normal, ou soumis à l'action d'un couple antagoniste agissant à ses extrémités. Dans les deux cas le solide est en équilibre, mais dans des conditions très différentes.

ÉTAT NORMAL.

Au sein d'une masse solide à l'état normal, les efforts qui s'exercent entre les molécules sont les mêmes dans tous les sens.

Fig. 31.



Tension superficielle. — Considérons les molécules situées dans des plans parallèles aux bases. Dans chaque plan, les forces intermoléculaires se font équilibre; de plus, chaque molécule, ou chaque élément plan Δk, est sollicité par des forces attractives et répulsives venant des molécules situées en dehors du plan; en vertu de la symétrie, la résultante de chacun de ces systèmes de forces est normale au plan. A l'extrémité gauche, les molécules du plan a sont sollicitées uniquement par des forces venant de droite; à l'autre extrémité, c'est l'inverse qui a lieu; dans les deux cas, les forces attractives et répulsives venant du côté où se trouve la matière se font équilibre. En se rapprochant du centre, les plans voisins de a et de z, ayant de plus en plus de matière du côté où les bases a et z n'en ont pas, les forces attractives et répulsives, venant de ce côté, augmentent progressivement, et atteignent rapidement leur valeur normale, car les forces moléculaires décroissent très rapidement avec la distance. Dans la partie centrale, les forces attractives venant de droite sont égales à celles de gauche, en vertu de la symétrie, et il en est de même des forces répulsives. Dans les solides comme dans les liquides, la pellicule superficielle est dans des conditions toutes spéciales de tension, qui sont mises en évidence par les phénomènes de capillarité pour les liquides; pour les solides, cette pellicule, plus tendue que les autres parties du corps, atteint la limite élastique avant elles, et doit contribuer à la brusque apparition des lignes de Lüders.

ACTION D'UN COUPLE ANTAGONISTE.

Sous l'action d'un couple antagoniste, le solide se déforme, et trouve une nouvelle position d'équilibre, dont la forme et le volume sont définis géométriquement par les deux paramètres de similitude :

$$\lambda = 1 \pm \frac{f}{E}, \qquad \lambda' = 1 \mp \sigma \frac{f}{E}.$$

Dans ces conditions, les efforts intermoléculaires sont très différents sui-

vant le sens que l'on considère. Pour s'en rendre compte, il suffit de supposer le prisme divisé en deux parties par un plan (*fig.* 31). Si ce plan kk' est normal à la direction des forces, les deux parties ne font que pousser l'une sur l'autre, tandis que si le plan pp' est oblique, les deux parties tendent à glisser l'une sur l'autre.

Tension dans la direction des forces. — Examinons d'abord ce qui se passe dans la direction des forces extérieures. Sur chaque base a et z, les forces attractives sont renforcées par les forces du couple f, et, pour que l'équilibre ait lieu, il faut que les forces répulsives augmentent d'autant. Si nous considérons un plan kk' parallèle aux bases, après déformation la partie ak peut être considérée comme rigide; elle transmet donc en k les forces du couple qui poussent de gauche à droite, de même la partie zl transmet en l celles qui poussent de droite à gauche. On retrouve sur les deux faces de la tranche kl le couple antagoniste $+f$ et $-f$, qui la met en tension pour lui résister; toutes les tranches du solide sont dans le même cas, toutes sont donc soumises à la même tension, et se compriment de même.

Si l'on décompose la tranche kl en petits cubes Δk, il est aisé de voir que chacun d'eux se déforme de la même manière, et est soumis aux mêmes tensions, à l'exception de la couche superficielle, qui est toujours dans des conditions spéciales.

On est tenté d'attribuer la déformation des éléments du solide à une déformation semblable de chaque molécule; mais elle peut également tenir à un léger déplacement des molécules les unes par rapport aux autres. Les lignes de Lüders montrent que ce déplacement a effectivement lieu lorsque la limite élastique est dépassée; il doit se préparer avant que cette limite soit atteinte; les deux effets peuvent d'ailleurs se produire simultanément.

Tension perpendiculaire à la direction des forces. -- Il résulte de ce qui précède que l'action d'un couple antagoniste a pour résultat : dans le sens des forces $+f$ et $-f$, une déformation $a = \frac{f}{E}$, et une tension ou réaction intermoléculaire égale aux forces f, et qui leur fait équilibre; perpendiculairement aux forces, on constate une déformation plus petite et de sens contraire, $b = -\sigma a = -\sigma \frac{f}{E}$, qui doit correspondre également à une tension de la matière. Il ne paraît pas douteux que les réactions normales au plan k, qui équilibrent les forces extérieures, ne peuvent être que les résultantes d'efforts intermoléculaires obliques à ce plan, et qui, par suite, ont des composantes parallèles au plan ou perpendiculaires à la direction des forces, et dont il faut se rendre compte.

Considérons un cube (*fig.* 7); supposons qu'il ait l'unité de longueur pour

côté, et que les trois plans coordonnés xy, xz, yz, sur lesquels il s'appuie, soient invariables.

Appliquons d'abord des pressions égales $p_x = p_y = p_z$ sur les trois autres faces perpendiculaires aux axes; celles-ci se rapprochent des plans coordonnés, et les dimensions suivant les axes diminuent de $\frac{p}{E}(1 - 2\sigma)$.

Supposons maintenant que la pression p reste constante suivant l'axe des x, et qu'elle aille en diminuant progressivement de p à o suivant les axes des y et des z. La face perpendiculaire aux x continuera à se déplacer dans le même sens, jusqu'à ce que la longueur dans ce sens soit réduite de $\frac{p}{E} = a$. Les deux autres faces, au lieu de se rapprocher des plans coordonnés, s'en éloigneront jusqu'à ce que les dimensions primitives suivant les y et les z aient augmenté de $\sigma \frac{p}{E} = b$; le chemin total parcouru par les faces perpendiculaires aux y et aux z, pendant la décroissance de la pression de p à o, sera donc

$$\frac{p}{E}[(1 - 2\sigma) + \sigma] = \frac{p}{E}(1 - \sigma);$$

on peut admettre que cette pression décroît proportionnellement au chemin parcouru, en sorte qu'elle est constamment proportionnelle au chemin qui lui reste à parcourir; il en résulte qu'au moment où les y et z repassent par leur valeur primitive, la pression p' est :

$$p' = p\frac{\sigma}{1 - \sigma}.$$

On peut encore calculer p' d'après la condition que les déformations Δy et Δz, par rapport aux dimensions primitives, soient nulles, en se servant des formules de la page 279; elles donnent :

$$\Delta y = \Delta z = 0 = \frac{1}{E}(p' - \sigma p - \sigma p') = \frac{1}{E}[p'(1 - \sigma) - \sigma p],$$

d'où

$$p'(1 - \sigma) = p\sigma \qquad \text{ou} \qquad p' = p\frac{\sigma}{1 - \sigma}.$$

La concordance de ce résultat avec le précédent confirme notre hypothèse, savoir que : *Les variations des efforts intérieurs, comme celles des forces extérieures, sont proportionnelles aux variations des dimensions.* Comme c'est là un fait important, nous allons contrôler son exactitude, en l'admettant pour calculer, dans trois conditions différentes, le travail de compression élastique d'un cube soumis à l'action d'un couple antagoniste p, travail qui doit toujours être le même.

1° Faisons agir directement le couple, il développe un travail

$$\frac{1}{2}p \times \frac{p}{E} = \frac{1}{2}\frac{p^2}{E}.$$

2° Comprimons d'abord également les trois faces (a), puis laissons agir la pression sur une face (b), tandis qu'elle décroît progressivement sur les deux autres (c); le travail peut être évalué comme suit :

(a)	$3 \times \frac{1}{2}p \times \frac{p}{E} \times (1 - 2\sigma)$.....	$= +\frac{1}{2}\frac{p^2}{E}(3 - 6\sigma)$
(b)	$2 \times \frac{1}{2}p \times \frac{p}{E} \times 2\sigma$.....	$= +\frac{1}{2}\frac{p^2}{E} \times 4\sigma$
	Total.....	$\frac{1}{2}\frac{p^2}{E}(3 - 2\sigma)$
(c)	$2 \times \frac{1}{2}p \times \frac{p}{E} \times (1 - \sigma)$.....	$= -\frac{1}{2}\frac{p^2}{E}(2 - 2\sigma)$
	Reste.....	$\frac{1}{2}\frac{p^2}{E} \times 1$

3° Comprimons d'abord le cube dans un sens, en maintenant les dimensions invariables dans les autres sens (a), puis laissons agir la pression dans ce sens (b), en la faisant décroître progressivement dans les autres sens (c). Nous avons trouvé que la réaction des côtés du cube qui s'opposent aux déformations est $p' = p\frac{\sigma}{1-\sigma}$; il en résulte que l'accourcissement dans l'autre sens est $\frac{p}{E}\left(1 - 2\sigma\frac{\sigma}{1-\sigma}\right)$; le travail cherché est donc :

(a)	$\frac{1}{2}p \times \frac{p}{E}\left(1 - 2\sigma\frac{\sigma}{1-\sigma}\right)$.....	$= +\frac{1}{2}\frac{p^2}{E}\left(1 - 2\sigma\frac{\sigma}{1-\sigma}\right)$
(b)	$p \times \frac{p}{E} \times 2\sigma\frac{\sigma}{1-\sigma}$.....	$= +\frac{1}{2}\frac{p^2}{E} \times 4\sigma\frac{\sigma}{1-\sigma}$
	Total.....	$\frac{1}{2}\frac{p^2}{E}\left(1 - 2\sigma\frac{\sigma}{1-\sigma}\right)$
(c)	$2 \times \frac{1}{2}p \times \frac{p}{E} \times \frac{\sigma}{1-\sigma} \times \sigma$.....	$= -\frac{1}{2}\frac{p^2}{E} \times 2\sigma\frac{\sigma}{1-\sigma}$
	Reste.....	$\frac{1}{2}\frac{p^2}{E} \times 1$

La concordance de ces résultats confirme l'exactitude de la méthode de calcul. On voit en résumé que, en partant du cas où le cube subit des pressions égales sur toutes ses faces, on arrive, pour le cas où il est soumis à l'action d'un seul couple antagoniste, c'est-à-dire où la pression ne s'exerce que sur deux faces, à conclure que :

1° Si les déformations transversales sont arrêtées par une enveloppe ri-

gide, les réactions unitaires de celle-ci sont proportionnelles aux déformations qu'elles empêchent, et les efforts intérieurs sont proportionnels aux déformations qui se produisent, en sorte que l'effort total, toujours égal à la force extérieure, se partage proportionnellement aux deux parties de la déformation.

2° *Les pressions exercées dans une direction* (x) *se transmettent donc intégralement suivant toutes les directions* (x, y, z), *dans les solides élastiques comme dans les liquides.* — Mais ces pressions ne sont pas sensibles à l'extérieur dans les solides comme dans les liquides.

Si le prisme est composé de liquide, et, par suite, n'oppose aucune résistance aux déformations, on constate effectivement les mêmes pressions sur toutes les faces de l'enveloppe. Si, de plus, le liquide est incompressible, les déformations sont soumises à la relation suivante :

$$\sigma = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{\Delta z}{\Delta x} = \frac{1}{2}.$$

Si le prisme est composé de matière solide et élastique, qui oppose aux déformations unitaires une résistance proportionnelle à ces déformations, les pressions suivant les x, les y et les z ne peuvent être égales, que si les déformations le sont elles-mêmes. Dans le cas contraire, c'est la somme des pressions extérieures et des efforts intérieurs qui est constante. Si les faces latérales peuvent se déplacer librement, et ne supportent aucune pression extérieure, les efforts intérieurs normaux à ces faces sont égaux aux pressions extérieures sur les bases. Quant au rapport

$$\sigma = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{\Delta z}{\Delta x} < \frac{1}{2},$$

il est forcément plus petit que $\frac{1}{2}$ pendant la période élastique, parce que la matière, étant compressible, diminue de volume, en sorte que $\Delta x > \Delta y + \Delta z$. Pendant la période d'écrouissage, il est sensiblement égal à $\frac{1}{2}$, car le changement de volume est très faible, relativement aux déformations permanentes.

Ce que nous avons dit des pressions s'applique aussi bien aux tractions; nous en tirerons bientôt de nouvelles conséquences.

GLISSEMENT.

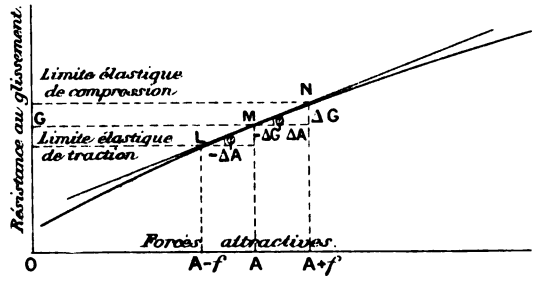
Nous avons admis que, sous l'action des forces attractives, les molécules des solides élastiques devaient se déformer, s'aplatir aux points de contact, et par suite éprouver à glisser, ou plutôt à rouler les unes sur les autres, une difficulté d'autant plus grande, qu'elles sont plus déformées. L'expérience montre, en effet, que la résistance au cisaillement augmente avec la résistance à la traction, et que le rapport des résistances aux deux modes de rupture varie peu.

On peut donc admettre que la résistance au glissement G est fonction des forces attractives A, renforcées par la pression ambiante et la tension superficielle, que nous désignons en bloc par p :

$$G = F(p + A).$$

Pour ne rien préjuger sur la nature de cette fonction, nous la représenterons par une courbe (*fig.* 32). Pour $p + A = 0$, on doit avoir $G = 0$, car on ne conçoit guère de résistance au glissement sans forces attractives.

Fig. 32.



Si la matière est homogène et à l'état normal, la résistance unitaire au glissement G, comme p et A, doit être la même sur un élément de surface, quels que soient son orientation et le point de la masse où il se trouve.

L'application d'un couple antagoniste de forces $+f$ et $-f$, de traction ou de compression, aux extrémités d'un prisme à l'état normal, en même temps qu'elle diminue ou augmente les forces attractives, fait varier la résistance au glissement dans le même sens, et l'on a

$$G' = F(p + A') \quad \text{ou} \quad G' = G[p + (A \mp f)].$$

Les petites variations de G sont forcément proportionnelles à celles de A, et si l'on appelle $\tan\varphi$ leur rapport, il vient

$$\frac{\Delta G}{\Delta A} = \tan\varphi = \frac{\Delta G}{f} \quad \text{ou} \quad \Delta G = f \tan\varphi.$$

Cette relation s'étend à des valeurs de A et de G d'autant plus différentes que la courbure est moindre. Si la loi était représentée par une ligne droite, il en résulterait que, toutes choses égales d'ailleurs, la résistance au glissement G varierait proportionnellement à la grandeur des forces antagonistes f, qui modifient les forces attractives.

Il y a de sérieuses raisons de penser qu'il en est effectivement ainsi, d'après M. Frémont [1]. « Si, après avoir choisi une collection d'échantillons

---

[1] *Bulletin de la Société d'Encouragement*, septembre 1901, p. 27 et 28.

d'aciers industriels, donnant la gamme des résistances allant des plus doux aux plus durs, par exemple de 32^{kg} à 95^{kg} de résistance à la traction, on trace un graphique, en portant en abscisses les résistances à la traction, et en ordonnées les résistances au cisaillement correspondant aux résistances à la traction, on obtient pour lieu géométrique du cisaillement une ligne droite, et l'on constate que les écarts, soit au-dessus, soit au-dessous de cette droite, sont plutôt moindres que les écarts constatés entre les essais de traction effectués sur le même métal. »

Il appelle :

La résistance maximum au cisaillement..... C
La résistance maximum à la traction par millimètre carré..... T

et résume son graphique par la formule

$$C = 0,35T - 6^{kg},5 \quad \text{ou} \quad T = \frac{C - 6,5}{0,35} \quad \text{ou} \quad \frac{\Delta C}{\Delta T} = 0,35 = \operatorname{tang}\varphi' \quad (\varphi' = 20^{\circ}).$$

Le rapport $\frac{\Delta G}{\Delta A}$ serait donc constant, pour un grand nombre d'aciers, au point de rupture, et égal à la tangente de 20°.

M. Frémont a encore constaté que « la limite élastique du cisaillement d'un acier permet d'avoir, avec une certaine approximation, la limite élastique à la traction de cet acier, car le rapport entre la limite élastique et la résistance maximum de rupture d'un acier paraît être le même pour le cisaillement et pour la traction ».

Le rapport $\frac{\Delta G}{\Delta A}$ serait donc sensiblement le même à la limite élastique, et au point de rupture par traction.

Angles de glissement. — Nous admettrons la constance du rapport $\frac{\Delta G}{\Delta A}$ [1], dans les calculs relatifs au glissement, pour un plan faisant un angle quelconque avec la direction des forces antagonistes. Si nous arrivons à un résultat conforme à l'expérience, ce sera une confirmation de notre hypothèse.

Considérons, pour plus de simplicité, un prisme à base carrée, et soit AC (*fig.* 33) un plan faisant un angle α avec la direction des forces f; il est facile de trouver les composantes normales et tangentielles de ces forces par rapport au plan :

Force unitaire sur AC..... $f \times \frac{AB}{AC} = f \sin\alpha$,

Composante normale..... $f_n = f \sin\alpha \times \sin\alpha = f \sin^2\alpha$,

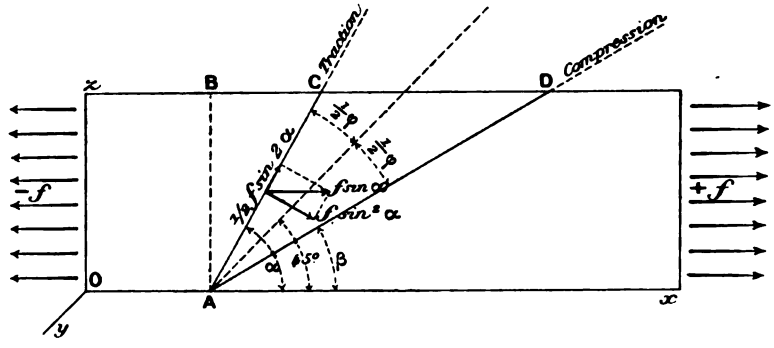
» tangentielle..... $f_t = f \sin\alpha \times \cos\alpha = \frac{1}{2} f \sin 2\alpha$.

---

[1] Comme vérification, il y aurait intérêt à comparer l'effort de cisaillement d'éprouvettes en acier à l'état naturel, ou soumises à des efforts, soit de traction, soit de compression. On pourrait également comparer les efforts de torsion, sous tension.

D'après ces conditions, la composante tangentielle serait **maximum** pour $\alpha = 45°$, ce qui n'est pas conforme à l'expérience.

Fig. 33.

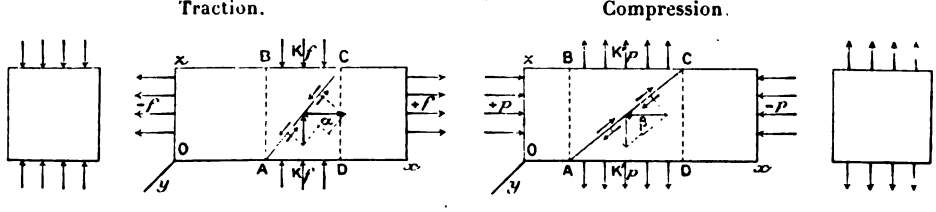


Mais, lorsqu'un prisme est soumis à l'action d'un couple de forces $+f$ et $-f$, il se produit des déformations, et, par suite, des tensions intérieures dans tous les sens. Les forces f tiennent bien compte des tensions longitudinales suivant l'axe des x, mais il faut également tenir compte des tensions transversales suivant les y et les z. Ces dernières sont égales entre elles, comme les déformations correspondantes; de plus, elles sont proportionnelles à ces déformations, et, par suite, aux forces f; nous les désignerons donc par Kf. Nous savons d'ailleurs qu'elles sont attractives lorsque les forces f sont répulsives, et réciproquement.

Afin d'éviter toute confusion, nous adopterons des notations différentes pour les tractions et les pressions et nous désignerons :

Les couples antagonistes de traction par.....	$+f$ et $-f$,
Les couples antagonistes de compression par.....	$+p$ et $-p$,
Les efforts transversaux suivant les y et les z par..	Kf et $K'p$.

Fig. 34.



Les efforts intérieurs transversaux ne peuvent avoir d'influence sur le glissement qu'autant que les molécules entre lesquelles ils s'exercent sont situées de part et d'autre du plan de glissement. C'est donc dans les conditions indiquées par les figures ci-dessus qu'il y a lieu d'en tenir compte.

Reprenons maintenant le calcul des composantes normales et tangentielles, pour déterminer les angles de glissement sous traction et sous pression.

Forces extérieures :	*Traction.*	*Compression.*
Unitaires sur AC.....	$f \sin\alpha$	$p \sin\beta$
Composantes :		
Normale.....	$f_n = f \sin^2\alpha$	$p_n = p \sin^2\beta$
Tangentielle.....	$f_t = f \sin\alpha \cos\alpha$	$p_t = p \sin\beta \cos\beta$
Forces suivant les z :		
Unitaires sur AD.....	$Kf \cos\alpha$	$K'p \cos\beta$
Composantes :		
Normale.....	$Kf \cos^2\alpha$	$K'p \cos^2\beta$
Tangentielle.....	$Kf \sin\alpha \cos\alpha$	$K'p \sin\beta \cos\beta$

Le glissement se produira lorsque

$$\Sigma \text{ des forces tangentielles} > G \pm \Delta G,$$

mais

$$\Delta G = \Sigma \text{ des forces normales} \times \operatorname{tang}\varphi,$$

ce qui donne :

$$\text{Traction} \ldots \begin{cases} f \sin\alpha \cos\alpha (1 + K) > G - f(\sin^2\alpha - K\cos^2\alpha) \operatorname{tang}\varphi, \\ \sin\alpha(\cos\alpha + \sin\alpha \operatorname{tang}\varphi) + K\cos\alpha(\sin\alpha - \cos\alpha \operatorname{tang}\varphi) > \dfrac{G}{f}, \\ \sin\alpha(\cos\alpha\cos\varphi + \sin\alpha\sin\varphi) + K\cos\alpha(\sin\alpha\cos\varphi - \cos\alpha\sin\varphi) > \dfrac{G\cos\varphi}{f}, \\ \sin\alpha\cos(\alpha - \varphi) + K\cos\alpha\sin(\alpha - \varphi) > \dfrac{G\cos\varphi}{f}. \end{cases}$$

$$\text{Compression.} \begin{cases} p \sin\beta \cos\beta (1 + K') > G + p(\sin^2\beta - K'\cos^2\beta) \operatorname{tang}\varphi, \\ \sin\beta(\cos\beta - \sin\beta \operatorname{tang}\varphi) + K'\cos\beta(\sin\beta + \cos\beta \operatorname{tang}\varphi) > \dfrac{G}{p}, \\ \sin\beta(\cos\beta\cos\varphi + \sin\beta\sin\varphi) + K'\cos\beta(\sin\beta\cos\varphi + \cos\beta\sin\varphi) > \dfrac{G\cos\varphi}{p}, \\ \sin\beta\cos(\beta + \varphi) + K'\cos\beta\sin(\beta + \varphi) > \dfrac{G\cos\varphi}{p}. \end{cases}$$

Le glissement tendra à se produire dans la direction qui rend le premier terme maximum; pour la trouver, égalons à zéro la différentielle de ce terme.

$$\text{Traction} \ldots\ldots \quad \cos\alpha(\cos\alpha - \varphi) - \sin\alpha\sin(\alpha - \varphi) - K\sin\alpha\sin(\alpha - \varphi) + K\cos\alpha\cos(\alpha - \varphi) = 0$$

$$\text{Compression} \ldots \quad \cos\beta(\cos\beta + \varphi) - \sin\beta\sin(\beta + \varphi) - K'\sin\beta\sin(\beta + \varphi) + K'\cos\beta\cos(\beta + \varphi) = 0$$

$$\cos(2\alpha - \varphi) + K\cos(2\alpha - \varphi) = 0,$$

d'où

$$(1 + K)\cos(2\alpha - \varphi) = 0,$$

ce qui ne peut avoir lieu que pour

$$2\alpha - \varphi = 90^\circ, \qquad \alpha = 45^\circ + \frac{\varphi}{2}$$

$$\cos(2\beta + \varphi) + K'\cos(2\beta + \varphi) = 0,$$

$$(1 + K')\cos(2\beta + \varphi) = 0,$$

$$2\beta + \varphi = 90^\circ, \qquad \beta = 45^\circ - \frac{\varphi}{2}.$$

On voit que les angles α et β sont complémentaires, comme l'indiquent les lignes de Lüders. De plus, ils sont indépendants de K et K', et restent invariables jusqu'à la rupture, comme le commandant Hartmann l'a observé.

« A aucun moment de l'étirage, on ne distingue le moindre changement dans l'orientation de l'un et de l'autre système (de lignes superficielles); cela veut dire que la direction des déformations est indépendante de la valeur de l'effort exercé. »

Ce résultat d'expérience confirme pleinement notre hypothèse.

Il resterait à étudier si tang φ est une nouvelle constante caractéristique de la matière considérée, ou si elle est fonction de E et de σ.

Pour le moment, nous nous contenterons de donner à ce sujet les indications suivantes :

Le capitaine Duguet [1] cite un acier pour lequel il a mesuré avec soin les données suivantes :

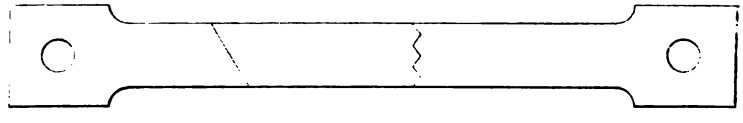
Limite d'élasticité de traction.....	$t = 36^{kg}$
Limite d'élasticité de glissement.....	$g = 11$
Rapport.....	$\frac{g}{t} = 0,305$

chiffre qui paraît peu différent de la valeur de σ. Mais ce n'est là qu'une simple remarque.

Il est bon de constater en terminant que la constance de l'angle de glissement a la conséquence suivante :

La longueur du glissement est la même, qu'il s'effectue suivant une seule ligne droite ou suivant une ligne brisée, composée d'éléments faisant tous le même angle α avec la direction des forces, car dans tous les cas la somme des éléments est égale à la largeur de l'éprouvette divisée par sin α (*fig.* 35).

Fig. 35.



Le capitaine Duguet a cherché à vérifier le parallélisme des facettes de la cassure par la réflexion de la lumière, mais il n'avait pas les moyens nécessaires pour le faire avec la précision désirable; il serait à désirer que cette vérification fût faite dans de bonnes conditions.

Limites élastiques. Efforts de glissement. — Les limites élastiques sont caractérisées, au point de vue mécanique, par le changement de valeur du coefficient d'élasticité.

---

[1] *Déformation des solides,* IIe Partie, p. XLII.

Les variations unitaires des dimensions

$$a = \pm \frac{f}{E}, \qquad b = \mp \sigma a = \mp \sigma \frac{f}{E}$$

cessant d'être proportionnelles à f, la valeur de E cesse d'être constante.

Pratiquement on constate les limites élastiques par le point d'arrêt de la colonne mercurielle des machines d'essai, et par l'apparition des lignes de Lüders, qui indiquent le commencement de glissements intermoléculaires suivant des directions bien déterminées.

D'une façon plus générale, la limite élastique est le moment à partir duquel le phénomène cesse d'être réversible, et est accompagné d'un dégagement de chaleur. Le phénomène, d'abord purement mécanique, devient en partie calorifique, en sorte qu'il faut tenir compte des calories qui passent de l'état latent à l'état sensible.

On peut admettre comme exacts les deux faits suivants, qui résultent des travaux de plusieurs expérimentateurs.

1° Les limites élastiques sont égales pour le cuivre et certains métaux lorsqu'ils sont à l'état normal; pour d'autres, comme l'acier, on constate toujours des différences plus ou moins grandes entre les deux limites.

2° Les limites élastiques sont modifiées par l'action d'un couple antagoniste qui les dépasse; après l'action de ce couple, elles correspondent précisément à la valeur des forces qui le composent, et peuvent, par suite, s'élever progressivement jusqu'à l'effort de rupture.

L'égalité des limites élastiques, admise par certains auteurs, paraît être une qualité limite des solides élastiques, et les différences constatées dans la pratique peuvent tenir, pour les métaux, à ce qu'ils se ressentent plus ou moins des traitements mécaniques qu'ils ont subis (forgeage, laminage, etc.); c'est une question qui mériterait d'être étudiée en tenant compte de cette observation.

Le fait que la limite élastique s'élève avec l'écrouissage pourrait être attribué, au point de vue mécanique, à une augmentation des forces attractives, lorsqu'il s'agit d'une compression, qui rapproche les molécules en diminuant le volume; mais une traction qui augmente le volume en écartant les molécules élève également la limite élastique, bien qu'elle diminue les forces attractives; on voit qu'il faut chercher ailleurs une explication. MM. Charbonnier et Galy-Aché (Note B) ont trouvé, pour le cuivre, que les variations de la limite élastique tiennent à la rupture des cristaux, qui deviennent d'autant plus petits que le métal a subi des efforts plus considérables. L'écrouissage consisterait donc dans un changement du groupement moléculaire, qui entraîne une certaine dépense d'énergie, et constitue un acheminement vers l'état liquide.

Il est bon de remarquer que, lorsqu'elle est soumise à trois couples antagonistes, la matière peut supporter des pressions bien supérieures aux efforts

de traction qui amèneraient la rupture; il semble donc que, si l'on pouvait faire subir à la matière une compression suffisante, on l'amènerait à avoir une limite élastique supérieure à l'effort de rupture par traction.

D'après ce que nous avons vu précédemment (page 321), pour que le glissement se produise, il faut qu'on ait :

$$\text{Traction}\ldots\ldots\ldots\quad \sin\alpha\cos(\alpha-\varphi)+K\cos\alpha\sin(\alpha-\varphi)=\frac{G\cos\varphi}{f},$$

$$\text{Compression}\ldots\ldots\quad \sin\beta\cos(\beta+\varphi)+K'\cos\beta\cos(\beta+\varphi)=\frac{G\cos\varphi}{p}.$$

Remarquons que

$$\alpha-\varphi=\beta=90^\circ-\alpha$$

et que

$$\beta+\varphi=\alpha=90^\circ-\beta;$$

remplaçant, il vient

$$\sin^2\alpha+K\cos^2\alpha=\frac{G\cos\varphi}{f},\qquad \sin^2\beta+K'\cos^2\beta=\frac{G\cos\varphi}{p},$$

d'où

$$f=\frac{G\cos\varphi}{\sin^2\alpha+K(1-\sin^2\alpha)},\qquad p=\frac{G\cos\varphi}{\sin^2\beta+K'(1-\sin^2\beta)},$$

ou

$$f=\frac{G\cos\varphi}{K+(1-K)\sin^2\alpha},\qquad p=\frac{G\cos\varphi}{K'+(1-K')\cos^2\alpha};$$

en faisant $K=K'=0$, ce qui correspond au calcul tel que l'a fait **Duguet**, il vient

$$f'=\frac{G\cos\varphi}{\sin^2\alpha}\qquad\text{et}\qquad p'=\frac{G\cos\varphi}{\cos^2\alpha},$$

d'où

$$\frac{p'}{f'}=\operatorname{tang}^2\alpha,$$

qui ne peut donner $p'=f'$ que pour $\alpha=45^\circ=\beta$, ce qui n'est pas conforme à l'expérience; les coefficients K et K' ne sont donc pas nuls.

Pour que les limites élastiques soient égales, il faut que

$$K+(1-K)\sin^2\alpha=K'+(1-K')\cos^2\alpha,$$

et si $K'=K$, il vient

$$(1-K)(\sin^2\alpha-\cos^2\alpha)=0,$$

ou

$$(1-K)\cos 2\alpha=0.$$

Pour que ce produit soit nul, il faut qu'un des facteurs le soit :

1° $\cos 2\alpha=0$ ou $\alpha=45^\circ$, ce qui suppose $\operatorname{tang}\varphi=\frac{\Delta G}{\Delta A}=0$; cela paraît avoir lieu pour les liquides, dont la résistance au glissement ne semble pas augmenter avec la pression.

2° $K = K' = 1$. Cette condition doit être remplie par le cuivre bien recuit, qui, d'après ce que nous venons de dire, a même limite élastique par traction et par compression. Dans ce cas,

$$f = p = G \cos \varphi;$$

c'est la valeur de G qui varie pendant la période d'écrouissage, car nous avons vu que φ est constant.

Pour les métaux qui ont des limites élastiques différentes, comme l'acier, les valeurs de K et de K′ ne sont pas exactement les mêmes; le plus souvent, elles diffèrent assez peu.

Lorsque l'égalité $K = K' = 1$ est satisfaite, les efforts intérieurs sont égaux dans le sens des forces et dans le sens perpendiculaire, que celles-ci agissent par traction ou par compression. De plus, les efforts intérieurs sont égaux aux forces extérieures, en sorte qu'on peut dire que, dans le cas considéré, *les pressions ou les tractions se transmettent intégralement dans tous les sens.* C'est un point de contact entre les propriétés des solides et des liquides.

Traitements mécanique et thermique. — Les forces et la chaleur agissent sur la cohésion de la matière et sur le groupement des molécules, mais les résultats sont fort différents et à peu près contraires.

Les traitements mécaniques des métaux ont toujours pour résultat de relever les limites élastiques de la matière, et de diminuer sa faculté de se déformer; ils la rendent de plus en plus fragile.

Pour améliorer la matière au point de vue de la malléabilité, les métallurgistes ont toujours recours aux traitements calorifiques, recuits et trempes. Le recuit ne paraît avoir d'influence sur l'acier qu'à partir de 250° environ; pour détruire l'effet du mandrinage sur une frette, il faut généralement porter sa température jusqu'à 400° ou 500°. Pour certains aciers, un recuit, même à une température élevée, est insuffisant pour détruire l'écrouissage; il faut avoir recours d'abord à une trempe, puis à un recuit, ce qui semble indiquer qu'il faut non seulement augmenter la chaleur latente, mais encore modifier le groupement ou l'orientation moléculaire.

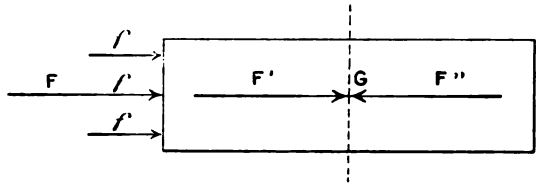
VI. — TRANSMISSION DES EFFORTS.

Pour étudier la transmission des efforts, nous considérerons, comme précédemment, un cylindre droit composé de matière homogène et élastique, mais nous supposerons qu'il est soumis, à une extrémité seulement, à l'action normale de forces constantes, et uniformément réparties sur toute la surface de la base. Nous admettrons que la pression apparaît subitement avec toute son intensité et disparaît de même, bien qu'en réalité il lui faille toujours un certain temps. Enfin, nous compterons le temps à partir de l'instant où la pression se fait sentir.

Solide invariable. — Dans cette hypothèse, on peut remplacer les forces unitaires f, uniformément réparties sur toute la base du cylindre, par leur résultante F, et transporter le point d'application de celle-ci au centre de gravité G (*fig.* 36); de plus, en vertu de la rigidité du solide, toute la masse obéit simultanément à l'action de la résultante, comme si elle était concentrée au centre de gravité. L'étude du mouvement se ramène donc au cas d'un point matériel de masse m soumis à une force F.

Pour justifier le transport de la résultante F au centre de gravité G, on suppose appliquées en ce point deux forces égales et contraires, F′ et F″, qu'on peut appeler *forces antagonistes.*

Fig. 36.



Les forces F et F″, égales et contraires, se neutralisent, et il ne reste à tenir compte que de F′ = F, appliquée en G.

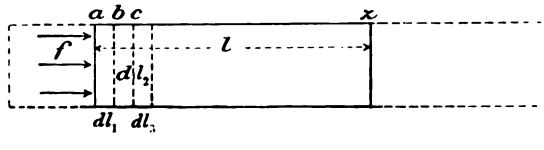
Cette manière de raisonner est parfaitement admissible, si le solide est rigide; mais, s'il est élastique, on doit tenir compte de la compression que les forces F et F″ font subir à la matière qui les sépare, et qui se déforme en réagissant.

Solide élastique. Vélocité des efforts et des déformations.— Pour étudier la transmission des efforts au travers d'un solide élastique, nous le décomposerons par la pensée en tranches minces.

Dès que la pression f se fait sentir en a, la première tranche dl_1 (*fig.* 37), soumise à son action, se comprime, et subit un accourcissement unitaire

$$a = \frac{f}{E} \quad \text{ou} \quad a = \frac{F}{s.E};$$

Fig. 37.



en même temps, la matière résiste par inertie, et la réaction f'' est égale à f; de plus, les liaisons intermoléculaires entrent en jeu pour transmettre l'effort aux tranches voisines.

Si nous appelons dt_1 le temps que la première tranche dl_1 met à se rac-

courcir et à se comprimer, il est clair que pendant cet instant dt_1 la face arrière du solide avance de $a.dl_1$, et, par suite, prend une vitesse

$$w = a\frac{dl_1}{dt_1}.$$

Comme par hypothèse dt_1 est le temps que la pression met à faire sentir son action de l'avant à l'arrière de la tranche dl_1, on peut poser

$$V = \frac{dl_1}{dt_1},$$

en appelant V la distance à laquelle la pression se transmet, pendant l'unité de temps, dans la matière qui compose le solide.

A la fin de l'instant dt_1, la première tranche dl_1, comprimée sur toute sa longueur, c'est-à-dire jusqu'au plan b, commence à pousser la seconde tranche dl_2, qui réagit sur elle. La première tranche transmet intégralement la pression f à la seconde tranche dl_2, qui à son tour résiste en vertu de son inertie; la réaction étant égale à l'action, nous avons sur le plan b des forces antagonistes, comme dans le cas du solide soumis à la pression à ses deux extrémités, l'inertie de la matière remplaçant ici l'effort de la pression sur le côté droit du solide.

Pendant le second instant $dt_2 = dt_1$, la tranche $dl_2 = dl_1$ se comprime, se raccourcit, prend la vitesse w, en un mot se comporte comme la première tranche pendant le premier instant; les forces antagonistes passent ensuite de b en c.

Pendant les instants suivants, dt_3, dt_4, dt_5, ..., dt_z, les mêmes phénomènes se reproduisent successivement dans les tranches suivantes : dl_3, dl_4, dl_5, ..., dl_z, jusqu'à l'extrémité du cylindre. A mesure que l'onde comprimée, représentée par les forces antagonistes f, f', atteint les différentes couches, elles se compriment, se raccourcissent et prennent la vitesse w, en sorte qu'à gauche la matière est comprimée, et animée de cette vitesse $w = a\frac{dl}{dt}$, tandis qu'à droite elle est encore dans son état naturel, et immobile.

En résumé, tandis que dans le solide invariable le point d'application des forces peut se transporter à volonté en un point quelconque de la direction, dans le solide élastique ce transport se fait naturellement et dans les conditions suivantes :

1° Il demande un temps proportionnel à la distance parcourue

$$dt = \frac{dl}{V}.$$

2° La matière influencée est mise en tension, et subit une déformation, allongement ou accourcissement, suivant le sens des forces.

3° La matière est mise en mouvement d'une façon progressive, et chaque tranche prend successivement, en se comprimant, une vitesse $w = a\frac{dl}{dt} = aV$, sous l'impulsion de la force F, impulsion qu'elle reçoit directement ou par l'intermédiaire des parties déjà comprimées,

$$F \times dt = dm \times w, \qquad \text{d'où} \qquad w = \frac{F}{dm}\,dt.$$

F, dt, dm ayant la même valeur pour toutes les tranches, w est également constant.

Ce qui est vrai pour chaque instant dt l'est également pour le temps Δt que la pression met à se propager d'une extrémité à l'autre du cylindre, c'est-à-dire à parcourir un nombre Z de tranches :

$$\Delta t = Z\,dt = Z\frac{dl}{V} = \frac{l}{V}.$$

On voit, en résumé, qu'à la fin de la première période de temps, Δt, toutes les tranches ont acquis successivement :

Une compression unitaire égale à la pression..... f,

Un accourcissement unitaire..... $a = \frac{f}{E}$,

Une vitesse de masse $\begin{cases} w = a\frac{dl}{dt} = \frac{al}{\Delta t}, \\ w = F\frac{dt}{dm} = \frac{F}{m}\Delta t, \end{cases}$

Enfin la vitesse de propagation de la pression : $V = \frac{dl}{dt}$.

Nous avons vu plus haut que w est constant; il est aisé de trouver sa valeur en fonction des données physiques de la matière. Pour y arriver, multiplions l'une par l'autre les deux valeurs de w; il vient

$$w^2 = \frac{Fal}{m}.$$

Remplaçons par leurs valeurs

$$F = fs, \qquad a = \frac{f}{E}, \qquad m = \frac{sld}{g};$$

il vient

$$w^2 = \frac{f \times s \times f \times l \times g}{E \times s \times l \times d} = f^2\frac{g}{Ed},$$

d'où

$$w = f\sqrt{\frac{g}{Ed}}.$$

Il résulte d'ailleurs des valeurs de w et V,

$$w = \frac{al}{\Delta t} \qquad \text{et} \qquad V = \frac{dl}{dt} = \frac{l}{\Delta t},$$

que leur rapport est égal à l'accourcissement unitaire

$$\frac{w}{V} = a, \qquad \text{ou} \qquad w = aV \qquad \text{ou} \qquad V = \frac{w}{a}.$$

Remplaçant a par sa valeur $\frac{f}{E}$ et w par $f\sqrt{\frac{g}{Ed}}$, il vient

$$V = f\sqrt{\frac{g}{Ea}} \times \frac{E}{f} = \sqrt{\frac{gE}{d}};$$

V ne correspond pas à un mouvement de masse, comme w : c'est une vitesse de propagation; pour éviter toute confusion, il est bon de donner un nom spécial à ce genre de vitesse, et nous adopterons celui de *vélocité*. Nous dirons donc que $V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$ est la *vélocité des pressions*, en vertu de laquelle les efforts se font sentir d'une extrémité à l'autre d'un corps de longueur l dans un temps $\Delta t = \frac{l}{V}$. Il est bon de remarquer que $V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$ est aussi la vélocité des déformations élastiques, qui se propagent en même temps que les pressions.

Solide déformable. — La manière dont nous avons déterminé la vélocité des efforts dans les limites élastiques convient bien pour un phénomène purement mécanique; mais, lorsque les limites de l'élasticité sont dépassées, la matière s'échauffe en s'écrasant, et le phénomène est à la fois mécanique et calorifique. Dans ces conditions, on ne peut avoir recours qu'au principe de la conservation de l'énergie, qui est une généralisation du théorème des forces vives; en déterminant la vélocité V à l'aide de ce théorème, comme nous allons le faire, il sera plus facile de se rendre compte de l'influence de l'écrasement, et du dégagement de chaleur qui l'accompagne.

Nous avons vu que pendant le temps Δt, mis par la pression à se propager sur toute la longueur l du cylindre, chaque tranche dl prend successivement une vitesse w en se comprimant, en sorte qu'à la fin de Δt toutes les tranches dl ont une vitesse uniforme w. Il faut remarquer que la moitié seulement du travail $F \times al$ de la pression sur la face arrière du solide se transforme en force vive; l'autre moitié passe à l'état de travail moléculaire élastique, qui reparaît ensuite à l'état de force vive, comme nous le verrons plus loin. Cette moitié est égale au travail de la force F dans le solide invariable; car le centre de gravité G du solide élastique parcourt seul la moyenne des espaces parcourus par les diverses tranches, et cette moyenne n'est que la moitié du chemin parcouru par la face arrière, puisque la pression ne se fait sentir en G qu'au milieu du temps Δt.

On peut donc écrire

$$\frac{1}{2} F \times al = \frac{mw^2}{2};$$

remplaçant dans cette équation, par leurs valeurs,

$$a = \frac{w}{V}, \qquad F = aEs = \frac{w}{V}Es \qquad \text{et} \qquad m = \frac{lsd}{g},$$

on trouve

$$\frac{w}{V}Es \times \frac{w}{V} \times l = \frac{lsd}{g} \times w^2,$$

et, en simplifiant,

$$V^2 = \frac{gE}{d} \qquad \text{ou} \qquad V = \sqrt{\frac{gE}{d}}.$$

On voit que la vélocité des efforts est indépendante de leur intensité et de leur sens, car E et d peuvent être considérés comme constants, tant que les limites élastiques ne sont pas dépassées. L'expérience confirme d'ailleurs ces résultats pour le son, qui, étant une succession de pressions et de dépressions, a forcément la même vélocité qu'elles.

Lorsque la limite de l'élasticité est dépassée,

$$F > isE,$$

il se produit un écrasement de la matière accompagné d'un dégagement de chaleur, qui absorbe une partie du travail. Le phénomène a une certaine analogie avec la propagation du courant électrique dans un conducteur de section trop faible qui s'échauffe. Quoi qu'il en soit, l'accourcissement total pendant le temps Δt se compose alors de deux parties donnant chacune lieu à un travail, et la somme de ces deux travaux, d'après le principe de la conservation de l'énergie, se retrouve sous différentes formes, comme l'indique le tableau suivant :

Énergie dépensée.	Énergie retrouvée.	
F × Accourcissement élastique.	Travail élastique.....	Réversible.
	Force vive correspondante.	
F × Écrasement.	Travail d'écrasement.....	Non réversible.
	Chaleur correspondante...	
	Force vive d'écoulement...	

L'étude approfondie des déformations de la matière devra déterminer la manière dont l'écrasement se produit et se propage en fonction de la pression et du temps, l'importance du dégagement de chaleur, ainsi que la vitesse d'écoulement de la matière, suivant l'expression de Tresca.

VII. — MOUVEMENT RÉSULTANT DE L'ACTION DES FORCES.

Solide invariable. Mouvement uniforme. — Nous avons vu que, pour un solide invariable, l'étude du mouvement se ramène à celle d'un point maté-

riel de même masse m, soumis à l'action d'une force F, égale à la somme des pressions qui s'exercent sur la face arrière du solide.

En appliquant le théorème des quantités de mouvement, il vient

$$m \times dv = F \times dt.$$

Intégrant et remarquant que, pour $t = 0$, $v = 0$,

$$m \times v = F \times t, \qquad \text{ou} \qquad v = \frac{F}{m} \times t,$$

multipliant les deux membres par dt, et appelant de l'espace parcouru $de = v\,dt$, il vient

$$m \times v \times dt = m \times de = F \times t \times dt;$$

multipliant par F et divisant par m, on trouve

$$F \times de = F \times t \times F\frac{dt}{m} = mv\,dv.$$

Intégrant de nouveau, et appelant T le travail $F \times e$, comme pour $v = 0$, $T = 0$, il vient

$$F \times e = \frac{m \times v^2}{2} \qquad \text{ou} \qquad e = \frac{1}{2}\frac{m}{F}v^2.$$

Remplaçant v par sa valeur

$$v = \frac{F}{m} \times t,$$

on trouve

$$e = \frac{1}{2}\frac{F}{m}t^2 = \frac{1}{2}vt.$$

Ces équations définissent un mouvement uniformément accéléré, comme celui de la chute des corps sous l'action de la pesanteur :

$$v = gt, \qquad e = \frac{1}{2}gt^2 = \frac{1}{2}vt.$$

Solide élastique. Mouvement saccadé. — Nous avons vu qu'une force normale

$$F = f \times s,$$

uniformément répartie à l'extrémité d'un solide cylindrique, et qui ne dépasse pas la limite élastique de la matière

$$f < E \times i,$$

se propage d'une extrémité à l'autre du solide avec une vitesse considérable V, indépendante de l'intensité et du sens de l'effort (pression ou traction). Pour l'acier, la vélocité des efforts est de 5000^m.

Pour étudier l'action des forces, il est naturel de partager le temps en périodes Δt, d'une durée égale à celle que la pression met à parcourir le solide d'une extrémité à l'autre,

$$\Delta t = \frac{l}{V},$$

et d'examiner ce qui a lieu pendant chacune de ces périodes.

Δt_1. *Période de compression.* — Nous avons dit comment la pression f se propage de l'arrière à l'avant du cylindre avec la vélocité

$$V = \sqrt{\frac{gE}{d}},$$

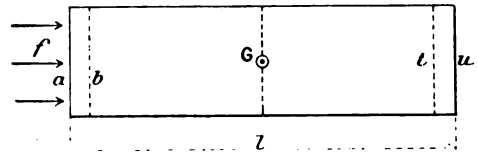
faisant subir une compression f aux tranches qu'elle atteint, et leur imprimant en même temps une vitesse

$$w = \frac{F}{m}\Delta t = aV = f\sqrt{\frac{g}{Ed}},$$

en sorte qu'à la fin de la première période Δt_1, toute la longueur du solide est comprimée, et a une vitesse w.

Δt_2. *Période de détente.* — Le solide, comprimé d'une extrémité à l'autre, et appuyé à l'arrière par la pression f (*fig.* 38), commence à se détendre à la partie avant, qui n'éprouve ni pression ni résistance.

Fig. 38.



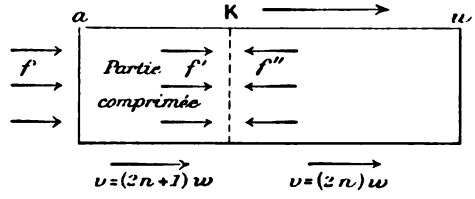
De u en a, chaque tranche successivement, en se détendant, perd, par rapport à la précédente sur laquelle elle s'appuie, une vitesse $w = \frac{F}{m}\Delta t$, et l'onde déprimée met à parcourir le solide, de l'avant à l'arrière, le même temps que l'onde comprimée avait mis à le parcourir en sens inverse.

Les alternatives de compression et de détente se renouvellent durant les périodes suivantes Δt_3, Δt_4, ... Pendant les périodes impaires, le solide se comprime de l'arrière à l'avant, et, pendant les périodes paires, il se détend de l'avant à l'arrière. Dans tous les cas, la vitesse varie dans le même sens, et augmente de w pendant chaque période. Ces diverses tranches changent de vitesse lorsqu'elles sont atteintes par l'onde déprimée, et avancent d'un mouvement uniforme le reste du temps.

L'état du cylindre pendant une période impaire et pendant la période paire suivante peut se représenter comme suit (*fig.* 39 et 40) :

Fig. 39.

Périodes impaires Δt_1, Δt_3, Δt_5, ... Δt_{2n+1}, .. .

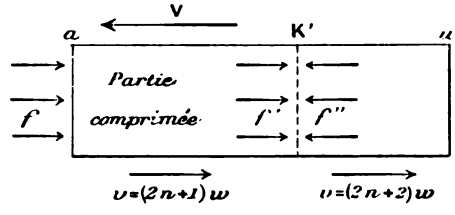


Le côté gauche pousse le côté droit qui résiste par inertie.

$$f'' = f' = f.$$

Fig. 40.

Périodes paires Δt_2, Δt_4, Δt_6, ..., Δt_{2n+2}, ...



Le côté droit se détend en s'appuyant sur le côté gauche.

$$f'' = f' = f.$$

Nous avons indiqué, au-dessus du cylindre, la vélocité avec laquelle se déplace, d'une extrémité à l'autre, le plan de séparation de la partie comprimée et de celle qui ne l'est pas; cette vitesse est égale à celle de la pression $V = \sqrt{\frac{gE}{a}}$. Au-dessous, nous avons indiqué la vélocité de translation, dont la matière est animée dans chacune des parties du cylindre.

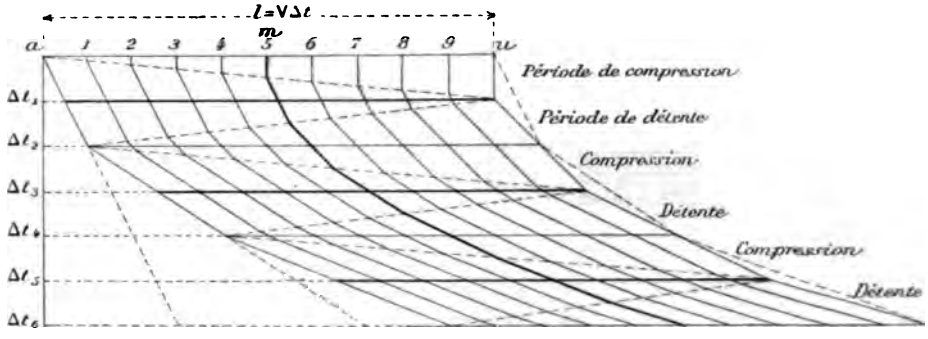
Le mouvement saccadé des diverses tranches du solide élastique est représenté par le tracé suivant (*fig.* 41), dans lequel on a figuré par des traits, placés à égale distance et au-dessous les uns des autres, l'axe du cylindre aux instants correspondant à des changements de période, alors qu'il est à son état naturel, ou comprimé sur toute sa longueur; le trait est fin dans le premier cas, et plus gros dans le second. Le chemin parcouru par chaque tranche est représenté par une ligne brisée, par suite des changements brusques de vitesse.

Dans les positions figurées, le centre de gravité du solide élastique est au milieu de sa longueur, car alors il est symétrique; mais il n'en est pas de

même dans les positions intermédiaires, pour lesquelles la compression est différente à l'avant et à l'arrière du milieu; la masse, étant plus rapprochée du côté comprimé, a un moment moindre, et par suite le centre de gravité se porte du côté opposé.

La face arrière, à peine détendue, se comprime de nouveau, en sorte que, de fait, elle est constamment comprimée tant que la pression agit; l'inverse

Fig. 41.



a lieu pour la face avant; chacune est à la même pression que la partie du solide en contact avec elle.

Le milieu du solide élastique est comprimé pendant la seconde moitié des périodes impaires et la première des périodes paires, et détendu le reste du temps.

Les autres points du solide sont comprimés d'autant plus longtemps qu'ils s'approchent plus du côté où la pression se fait sentir.

Le tableau suivant résume les vitesses et les espaces parcourus par l'arrière, le milieu et l'avant du solide pendant les diverses périodes Δt du mouvement.

		Vitesses.							Espaces parcourus.		
		Arrière.		Milieu.		Avant			Arrière.	Milieu.	Av
Périodes de temps.		Div.	Moy.	Div.	Moy.	Div.	Moy.				
Δt_1	Début. ...	w	w	0	$\frac{w}{2}$	0	0	Pendant	$w\Delta t$	$\frac{1}{2}w\Delta t$	0
ıpression.	Fin.....	w		w		(w)		Total	$w\Delta t$	$\frac{1}{2}w\Delta t$	0
Δt_2	Début.....	w	w	w	$3\frac{w}{2}$	$2w$	$2w$	Pendant	$w\Delta t$	$\frac{3}{2}w\Delta t$	2
ente.....	Fin.....	$(2)w$		$2w$		$2w$		Total	$2w\Delta t$	$\frac{4}{2}w\Delta t$	2
Δt_3	Début.....	$3w$	$3w$	$2w$	$5\frac{w}{2}$	$2w$	$2w$	Pendant	$3w\Delta t$	$\frac{5}{2}w\Delta t$	2
ıpression.	Fin.....	$3w$		$3w$		$(3)w$		Total	$5w\Delta t$	$\frac{8}{2}w\Delta t$	4
Δt_4	Début.....	$3w$	$3w$	$3w$	$7\frac{w}{2}$	$4w$	$4w$	Pendant	$3w\Delta t$	$\frac{7}{2}w\Delta t$	4
ente.....	Fin.....	$(4)w$		$4w$		$4w$		Total	$8w\Delta t$	$\frac{15}{2}w\Delta t$	8
Δt_5	Début.....	$5w$	$5w$	$4w$	$9\frac{w}{2}$	$4w$	$4w$	Pendant	$5w\Delta t$	$\frac{9}{2}w\Delta t$	4
ıpression.	Fin.....	$5w$		$5w$		$(5)w$		Total	$13w\Delta t$	$\frac{25}{2}w\Delta t$	12
Δt_6	Début.....	$5w$	$5w$	$5w$	$11\frac{w}{2}$	$6w$	$6w$	Pendant	$5w\Delta t$	$\frac{11}{2}w\Delta t$	6
ente.....	Fin.....	$(5)w$		$6w$		$6w$		Total	$18w\Delta t$	$\frac{36}{2}w\Delta t$	18

Il nous est aisé maintenant de comparer le mouvement du solide invariable, et celui du solide élastique.

Dans le *solide invariable* toutes les parties ont constamment même vitesse, et celle-ci augmente proportionnellement au temps; les chemins parcourus par les diverses parties du solide sont également identiques

$$v = \frac{F}{m} t, \qquad e = \frac{1}{2} \frac{F}{m} t^2 = \frac{1}{2} vt.$$

Pendant la durée d'une période, l'augmentation de vitesse est constante

$$\Delta v = \frac{F}{m} \Delta t = w.$$

L'augmentation du chemin parcouru croît comme le temps

$$\Delta e = \frac{F}{m} t \, \Delta t = w \, \Delta t.$$

Nous avons vu que, dans le *solide élastique,* l'augmentation de vitesse du centre de gravité est aussi de w pendant la durée Δt de chaque période, mais ce résultat est obtenu par des voies fort différentes.

Solide invariable.	Solide élastique.
Toute la masse m augmente progressivement de vitesse	Chaque tranche de masse dm prend brusquement la vitesse w
$m \times \Sigma \, dw = m \times w.$	$\Sigma \, dm \times w = m \times w.$

Comme les quantités de mouvement sont égales à la somme des impulsions, elles sont les mêmes pour les deux solides, non seulement à la fin de la période, mais à chaque instant; il en résulte que les mêmes équations sont applicables au mouvement du centre de gravité des deux solides

$$v = \frac{F}{m} t, \qquad e = \frac{F}{m} t^2.$$

Mais, tandis que ces équations sont applicables à tous les points du solide invariable, elles ne le sont qu'au centre de gravité du solide élastique, et ce centre de gravité n'est pas toujours au même point du cylindre.

Chaque tranche du solide élastique change brusquement de vitesse, toutes les fois qu'elle est atteinte par l'onde comprimée ou par l'onde déprimée; le reste du temps, elle chemine avec sa vitesse acquise. Il en résulte un mouvement saccadé, qui, sur la figure 41, fait décrire aux différents points du solide élastique un contour polygonal au lieu d'une courbe continue comme le centre de gravité.

A l'arrière, le contour polygonal se compose d'une série de cordes de la courbe du mouvement continu; les points de contact ont lieu au commencement des périodes impaires, où le solide est dans son état normal.

Au milieu, le contour polygonal est tangent à la courbe, au commencement de toutes les périodes où le solide est symétrique.

A l'avant, la tangence a lieu au commencement des périodes impaires.

En comparant les chemins parcourus par la face arrière et par le milieu du cylindre, on constate que le premier est supérieur au second de $\frac{1}{2} w \Delta t$ pendant les périodes impaires, et inférieur de la même quantité pendant les périodes paires. La même différence existe entre la face arrière et le centre de gravité (dont la courbe est tangente au contour polygonal du milieu, aux changements de période), ou entre la face arrière du solide élastique et celle du solide invariable. On en conclut que le travail, produit de la force F par le chemin parcouru, n'est pas le même pour les deux solides pendant les différentes périodes. La différence en faveur du solide élastique est égale à $+\frac{1}{2} F w \Delta t$ pour les périodes impaires, et $-\frac{1}{2} F w \Delta t$ pour les périodes paires. Cette différence vient de ce que la matière se comprime, pendant les périodes impaires, et restitue le travail absorbé, en se détendant pendant la période paire qui suit.

Le travail de compression pendant une période impaire est facile à déterminer. Pendant chaque instant dt de la période, la compression, nulle au début, est égale à F à la fin, soit $\frac{F}{2}$ en moyenne; le travail correspondant est donc

$$\sum \frac{F}{2} \times a\, dl = \frac{1}{2} F a l,$$

tandis que le travail total T de la pression F est égal au produit de cette pression par le chemin parcouru :

$$T = F \times a l;$$

le travail de compression du solide est donc bien égal à la moitié de celui que développe la force F.

L'autre moitié du travail de cette force se transforme en force vive. Il est d'ailleurs facile de montrer que le travail de compression est bien égal à la moitié de la force vive correspondant à la vitesse communiquée au solide. Ces deux quantités ont pour expression

$$\frac{1}{2} F \times a l \qquad \text{et} \qquad \frac{1}{2} m \times w^2;$$

remplaçant par leurs valeurs

$$a = \frac{w}{V}, \qquad l = V \Delta t \qquad \text{et} \qquad w = \frac{F}{m} \Delta t,$$

il vient

$$\frac{1}{2} F \times \frac{w}{V} V \Delta t \qquad \text{et} \qquad \frac{1}{2} m w \frac{F}{m} \Delta t;$$

ces deux valeurs simplifiées donnent une identité

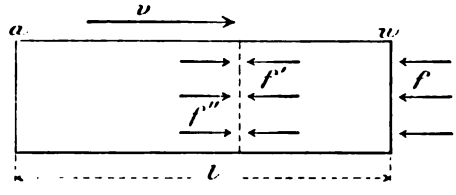
$$\frac{1}{2} F w \Delta t = \frac{1}{2} F w \Delta t.$$

Nous avons déjà montré que la compression élastique des périodes impaires se transformait en force vive dans les périodes paires.

On voit en résumé que, lorsqu'un solide se met en mouvement sous l'action d'une force agissant sur sa face arrière, le mouvement du centre de gravité est le même, que le solide soit invariable ou élastique; mais, tandis que tous les points ont un mouvement identique dans le premier cas, il n'en est pas de même dans le second. Le solide élastique passe par des alternatives de compression et de détente, pendant lesquelles la longueur varie, en sorte que les différentes tranches se déplacent les unes par rapport aux autres; il en résulte un mouvement vibratoire, qui se superpose au mouvement de translation, et donne au total un mouvement saccadé.

Ce que nous venons de dire au sujet de la mise en mouvement d'un solide élastique par une pression agissant sur sa face arrière s'applique également au cas où la pression, s'exerçant sur la face avant du solide, ralentit son mouvement (*fig.* 42). Le mécanisme est le même.

Fig. 42.



Tant que l'avant du solide est soumis à l'action de la pression, la matière subit des alternatives de pression et de dépression, qui parcourent la longueur l du cylindre avec la vélocité $V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$, et, par suite, dans un temps

$$\Delta t = \frac{l}{V}.$$

Pendant les périodes impaires Δt_1, Δt_3, ..., l'onde comprimée va de l'avant à l'arrière, en ralentissant le mouvement de $w = \frac{F}{m}\Delta t$; et, pendant les périodes paires Δt_2, Δt_4, ..., l'onde déprimée revient de l'arrière à l'avant, en ralentissant le mouvement de la même quantité. Dans les deux cas, la vitesse diminue de w pendant la durée Δt d'une période.

Après un nombre $\frac{v}{w}$ de périodes, la vitesse est nulle, et, si la pression continue à se faire sentir, la vitesse change de sens et augmente de w pendant chaque intervalle de temps Δt.

La vitesse v du cylindre diminuant de $w = \frac{F}{m}\Delta t$ à chaque période, la force vive diminue de

$$mv^2 - m(v - w)^2 = 2mvw - mw^2 = mw(2v - w).$$

Quant au travail, il est égal au produit de la force F par le chemin parcouru $\left(v - \frac{w}{2}\right)\Delta t$, car la vitesse, étant v au début de la période, et $(v - w)$ à la fin, est en moyenne de $\left(v - \frac{w}{2}\right)$.

Ce travail est bien égal à la demi-force vive

$$F\left(v - \frac{w}{2}\right)\Delta t = mw\left(v - \frac{w}{2}\right),$$

car on sait que $mw = F\Delta t$.

Solide déformable. — Lorsqu'un cylindre métallique lancé avec une vitesse suffisante (plus de 30^{m} pour l'acier) rencontre un obstacle rigide, la partie avant s'écrase, s'aplatit en forme de champignon, se déchire si l'élargissement est trop considérable, et finit même par se détacher, comme le montre la photographie ci-dessous (*fig.* 43), qui représente l'écrasement de cylindres

Fig. 43.

en acier doux lancés, aux vitesses en mètres par seconde inscrites au-dessus, sur une plaque épaisse d'acier assez dur pour ne pas se déformer sensiblement.

Pendant que la face avant du cylindre s'écrase, la face arrière subit une série de ralentissements, qui se succèdent à des intervalles de temps très rapprochés. La partie arrière du cylindre se ralentit donc progressivement, ce qui explique qu'elle ne se déforme pas comme l'avant. On voit d'ailleurs que la vitesse avec laquelle l'écrasement se propage, ou la vélocité de l'écrasement, est bien inférieure à la vélocité de la pression. Il serait intéressant de savoir si la première vélocité est constante comme la seconde et, sinon, comment elle varie avec la pression.

Pendant l'écrasement, la matière s'échauffe tellement que la partie avant du cylindre devient brûlante, tandis que la partie arrière ne change pas de température. La force vive se transforme en chaleur.

Nous donnons ci-après (*fig.* 44) des exemples de ruptures, dont l'angle caractéristique est nettement accusé; mais, contrairement à ce qu'on aurait pu supposer, c'est l'angle de traction 2α, au lieu de l'angle de compression, qu'on observe. On peut l'expliquer en remarquant que, la matière trouvant un obstacle devant elle, sa vitesse change de direction; il en résulte un écoulement transversal, qui produit un véritable étirement.

Fig. 44.

Rupture par écrasement.

Fig. 45.

Rupture par refoulement.

Pénétration. — Lorsqu'un cylindre terminé à l'avant par une ogive, et composé de métal très résistant, vient frapper sur une masse de métal beaucoup plus doux que lui, il ne se déforme pas sensiblement, mais il pénètre dans la masse (*fig.* 45). Pendant la pénétration de l'ogive, le phénomène est complexe, notamment à cause de la variation de section de la partie pénétrante, mais ensuite il se simplifie.

L'expérience montre que si l'on appelle

ε la pénétration totale du cylindre,
V_0 sa vitesse initiale,
on a entre ces deux quantités la relation suivante :

$$\frac{\Delta\varepsilon}{\Delta V_0} = K,$$

ou

$$\varepsilon = K v_0 - C,$$

K et C étant des constantes qui dépendent de la nature de la masse métallique dans laquelle le cylindre pénètre.

Si l'on admet que la résistance à la pénétration ne dépend que de la vitesse d'attaque, la loi qui précède conduit à cette autre :

La résistance qu'une masse métallique oppose au mouvement d'un cylindre rigide, terminé à l'avant par une ogive, est proportionnelle à la vitesse de ce cylindre.

On sait que, dans les liquides, la résistance au mouvement est proportionnelle au carré de la vitesse.

Nous n'insisterons pas davantage sur cette question, qui mérite une étude spéciale; nous nous contentons, pour le moment, d'énoncer les faits.

MOUVEMENT RESTANT APRÈS L'ACTION DES FORCES.

Il nous reste maintenant à examiner quel est le mouvement du solide, lorsque la pression qui agissait sur sa face arrière vient à disparaître.

Solide invariable. — Les vitesses de toutes les parties du cylindre étant constamment les mêmes, quel que soit le moment où la pression cesse de se faire sentir, il continue toujours son mouvement avec la vitesse qu'il avait à ce moment :

$$v = \frac{F}{m} t.$$

Solide élastique. — Il n'en est généralement pas de même pour un solide élastique : le centre de gravité a bien un mouvement uniformément accéléré, comme dans le cas précédent, mais les tensions et les vitesses des différentes tranches ne sont pas les mêmes; il faut donc distinguer différents cas.

I. Si la pression cesse à la fin d'une période paire, alors que le solide est détendu, il se comporte comme un solide invariable; c'est d'ailleurs le seul cas.

$$t = 2n\Delta t, \qquad v = 2nw;$$

II. Si la pression cesse à la fin d'une période impaire,

$$t = (2n+1)\Delta t,$$

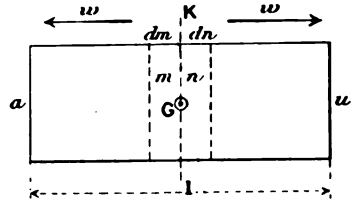
alors que le solide est comprimé sur toute sa longueur, le centre de gravité continue son mouvement avec la vitesse acquise

$$v = (2n+1)w;$$

quant aux autres points, ils ont bien tous la même vitesse, mais le solide est comprimé, et comme aucune force ne maintient plus la compression, ni à l'avant, ni à l'arrière, la matière se détend par les deux extrémités (*fig.* 46).

Il suffit d'étudier le mouvement résultant de cette détente sur le solide au repos, et de le combiner avec le mouvement uniforme dont il est animé.

Fig. 46.



La durée de la période de détente correspond à la demi-longueur du solide

$$2\,\frac{1}{2}\,\frac{l}{V} = \frac{\Delta t}{2}.$$

A la fin de la première période $\left(\frac{\Delta t}{2}\right)_1$, les deux ondes déprimées se rencontrent au milieu du solide; il est détendu, et ses deux moitiés ont des vitesses égales, mais de sens contraire.

La force vive est la somme des forces vives des deux moitiés

$$2 \times \frac{1}{2}\left(\frac{m}{2}\,w^2\right) = \frac{mw^2}{2}.$$

Si le plan IK, qui passe par le centre de gravité G, divisait le solide en deux parties, elles se sépareraient; au lieu de cela, elles réagissent l'une sur l'autre, comme nous l'avons indiqué dans une étude sur le choc [1]. Les deux tranches *dm* et *dn* perdent leurs vitesses contraires, et se mettent en tension, deux ondes déprimées partent de IK, et vont vers les extrémités; à la fin de cette période $\left(\frac{\Delta t}{2}\right)_2$ les vitesses w ont disparu, mais le solide est tendu, il a un allongement unitaire

$$a = \frac{w}{V}.$$

La détente se produit alors des extrémités vers le centre, et la matière prend des vitesses w de sens contraire à droite et à gauche du milieu. A la fin de cette nouvelle période $\left(\frac{\Delta t}{2}\right)_3$, les vitesses opposées se rencontrent au centre, et le solide se comprime pendant la période suivante $\left(\frac{\Delta t}{2}\right)_4$, qui termine le cycle vibratoire, dont les différentes phases peuvent se représenter comme suit :

---

[1] *Revue maritime* de janvier 1901.

Temps compté depuis la disparition de la pression.	État du solide.	Force vive.
0	Comprimé G	0
$\left(\frac{\Delta t}{2}\right)_1$	Détendu ← G →	$m \times w^2$
$\left(\frac{\Delta t}{2}\right)_2$	Tendu G	0
$\left(\frac{\Delta t}{2}\right)_3$	Détendu → G ←	$m \times w^2$
$\left(\frac{\Delta t}{2}\right)_4$	Comprimé G	0

Ces phases se reproduisent, d'ailleurs, indéfiniment.

Comme il n'y a pas de forces extérieures en jeu, le centre de gravité ne se déplace pas, et reste toujours au milieu du solide.

Pendant les phases impaires, le solide se détend, et la force vive augmente de mw^2. Il est aisé de voir qu'il en est de même lorsque la vitesse initiale est nw au lieu de 0.

La force vive pour une vitesse nw est $m \times n^2 w^2$; après détente, les deux moitiés du solide ont des vitesses $(n+1)w$ et $(n-1)w$; la force vive totale est donc :

$$\frac{m}{2}\overline{(n+1)w}^2 \ldots = \frac{m}{2}(n^2+2n+1)w^2$$

$$\frac{m}{2}\overline{(n-1)w}^2 \ldots = \frac{m}{2}(n^2-2n+1)w^2$$

$$\text{Total} \ldots\ldots \quad \frac{m}{2}(2n^2+2)w^2 \ldots = m(n^2+1)w^2$$

$$\text{A retrancher} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots - \quad m \times n^2 w^2$$

$$\text{Différence} \ldots\ldots\ldots\ldots \quad mw^2$$

La force vive vibratoire est très faible, comparée à celle de translation, toutes les fois que la pression s'est fait sentir pendant un certain temps $t = n\Delta t$, car $\Delta t = \frac{l}{V} = \frac{l}{5000}$ est toujours très petit, en sorte que nw est très grand par rapport à w, et le rapport $\frac{1}{n}$, qui représente la perte de vitesse, est très petit.

III. On pourrait faire bien d'autres hypothèses sur l'instant où la pression cesse de se faire sentir; il en résulterait naturellement autant d'états vibratoires différents, mais, en raison de l'observation qui précède, cette question a peu d'intérêt.

Solide déformable. — Lorsque la limite élastique est dépassée pendant l'action de la pression sur le cylindre, une partie du travail est employée à

déformer le corps, et se transforme en chaleur; on ne retrouve donc que l'autre partie du travail développé à l'état de force vive, et la vitesse du cylindre est relativement faible. La théorie mécanique de la chaleur permet d'ailleurs de calculer la vitesse, si l'on connaît la chaleur développée, qui peut elle-même se déduire de la déformation du cylindre.

La longueur de la partie déformée dépend du temps pendant lequel les forces ont fait sentir leur action; les éléments nous manquent pour la calculer. C'est une question qui mérite d'être étudiée.

VIII. — RÉSUMÉ ET CONCLUSIONS.

Il est plus facile d'observer la nature que de la deviner.

GÉNÉRALITÉS.

Au début de cette étude, nous avons signalé, avec Delaunay, la nécessité, pour les ingénieurs, de s'assurer que les formules usuelles sont bien applicables dans les circonstances où ils veulent les employer; c'est un point essentiel pour éviter les mécomptes. La même pensée paraît avoir inspiré à M. de Freycinet [1] un ouvrage récent, dans lequel il combat la tendance à faire de la mécanique rationnelle une science abstraite.

Dans l'ignorance où nous sommes des lois générales de la nature, nous devons avoir recours à des hypothèses, pour traduire en langage mathématique les phénomènes que nous observons, et les soumettre au calcul. Naturellement, les formules auxquelles nous arrivons n'ont de valeur que dans les limites où les hypothèses d'où elles dérivent sont conformes à la réalité. Formules et hypothèses doivent donc toujours être soumises au contrôle de l'expérience, et il convient de les modifier, ou plutôt de les compléter, à mesure qu'on pénètre plus avant dans le détail des phénomènes. « La Science procède par approximations successives », comme le dit très bien M. de Lapparent [2]. Nous en citerons un exemple :

L'hypothèse du *solide invariable* sert de base à la mécanique rationnelle; elle convient bien pour l'étude de l'action des forces sur les corps, tant que leurs déformations sont négligeables; tel est le cas de la mécanique céleste.

L'hypothèse du *solide élastique* suffit pour l'étude de la résistance des matériaux, puisque ceux-ci ne doivent jamais atteindre la limite de l'élasticité.

L'hypothèse du *solide élastique et déformable* devient nécessaire pour aborder l'étude des déformations permanentes, qui correspondent à des phénomènes à la fois mécaniques et thermiques.

---

(1) *Les principes de la Mécanique rationnelle.*

(2) *Atomes et molécules* (*Revue des questions scientifiques* du 20 avril 1902, p. 356).

En groupant les faits que nous avons pu réunir, nous avons cherché à appliquer cette maxime de Newton : « Dans la philosophie expérimentale, on tire les propositions des phénomènes, et on les rend ensuite générales par l'induction. » Il nous reste à résumer ce que nous avons dit dans cette étude, et à chercher les conclusions qu'on peut en tirer relativement à la constitution de la matière.

ACTION STATIQUE D'UN COUPLE ANTAGONISTE.

Les phénomènes de déformation qu'on observe en soumettant un prisme solide à des forces antagonistes croissantes, et intéressant toute la matière, se décomposent en trois périodes que nous examinerons successivement :

I. Période élastique et réversible.

II. Période d'écrouissage, ou des allongements proportionnels.

III. Période d'écoulement, ou des grands allongements.

I. Période élastique. — Les déformations correspondant à cette période disparaissent dès que l'action des forces cesse; le phénomène est réversible, et les lois de la déformation sont très simples.

Un cube soumis à l'action de trois couples antagonistes égaux, agissant uniformément sur toutes ses faces, se déforme suivant les lois de la similitude ordinaire à un seul paramètre :

Dans tous les sens..... $\lambda = 1 \pm \frac{f}{m}(1 - 2\sigma)$

Un prisme soumis à l'action d'un seul couple antagoniste, agissant sur ses bases, se déforme suivant les lois de la similitude à deux paramètres :

Dans le sens des forces..... $\lambda = 1 \pm \frac{f}{E}$

Dans les sens perpendiculaires..... $\lambda' = 1 \mp \frac{f}{E} \times \sigma$

S'il y avait trois couples antagonistes, de valeurs inégales, la loi serait celle de la similitude à trois paramètres.

Les caractéristiques d'un corps solide, au point de vue de l'élasticité, sont :

Le coefficient ou module d'élasticité..... $E = \frac{f}{a}$

Et le coefficient de Poisson..... $\sigma = \frac{b}{a}$

Ces deux paramètres permettent de calculer, dans les cas simples, les déformations résultant des forces et, réciproquement, les efforts de la matière pour les déformations connues. Ils donnent également la vélocité (vitesse de

propagation) des pressions et des déformations, qui est très considérable, et atteint 5000^m pour l'acier. Il en résulte que les phénomènes purement mécaniques de cette période sont très rapides.

Limites élastiques. — Lorsque les forces unitaires f du couple antagoniste vont en croissant, il arrive un moment où le phénomène change d'allure : purement mécanique d'abord, il cesse d'être réversible, et est accompagné d'un dégagement de chaleur ; c'est ce qu'on appelle la *limite de l'élasticité*, qui correspond à une force

$$f_\varepsilon = \mathrm{E}i.$$

Cette limite se constate pratiquement par le point d'arrêt de la colonne mercurielle dans les machines d'essai à indication continue, et aussi par l'apparition des lignes de Lüders. L'expérience montre que :

1° *Le couple antagoniste correspondant à la limite élastique est le même pour le cuivre, que les forces agissent par traction ou par compression, et ne diffère généralement pas beaucoup pour les autres métaux ;*

2° *Si le couple antagoniste dépasse la limite élastique, celle-ci s'élève par l'écrouissage jusqu'à la valeur atteinte par les forces f, si elles restent inférieures à celle f_r qui produit la rupture ;*

3° *Le relèvement de la limite élastique a lieu, non seulement dans le sens des forces, mais encore dans le sens opposé, et aussi dans les directions perpendiculaires ;*

Ces lois ne se vérifient que si la matière est homogène et n'a pas de tensions anormales.

Même si la force f_ε, qui correspond à la limite élastique, a la même valeur dans les deux sens et dans toutes les directions, ce n'est pas une constante de la matière, car sa valeur dépend des forces supportées antérieurement, et n'indique que l'état actuel du corps. La limite élastique correspond à une rupture d'équilibre, puisque le phénomène, purement mécanique avant elle, devient ensuite mécanique et thermique ; dans ces conditions, le changement peut tenir à une cause d'ordre mécanique ou thermique. Les équations qui nous ont permis de calculer les angles de glissement donnent également des limites élastiques, égales ou non, suivant que les coefficients K et K′ relatifs à la traction et à la compression ont eux-mêmes des valeurs égales ou inégales.

Nous avons vu que, lorsque toute la matière est soumise à l'action des forces antagonistes, et que les limites élastiques sont égales,

$$\mathrm{K} = \mathrm{K}' = 1,$$

les propriétés des solides se rapprochent de celles des liquides, car, dans ces conditions, *les solides élastiques transmettent les pressions intégralement et dans tous les sens, ainsi que les tractions.*

Les pressions antagonistes, exercées dans un sens sur le solide, peuvent d'ailleurs avoir pour résultat, dans les autres sens, soit des pressions sur les parois qui limitent les déformations, soit des tensions intérieures, et c'est la somme de ces deux effets qui est égale aux forces antagonistes; l'un ou l'autre de ces effets peut d'ailleurs être nul. Lorsque le solide se rapproche de l'état liquide, les tensions intérieures résultant de l'action de forces dirigées dans un sens perpendiculaire diminuent. Dans les liquides, ces tensions sont nulles, et l'on n'observe que les réactions des parois.

Il est bon de remarquer que les traitements mécaniques élèvent toujours la limite élastique, et font tendre la force f_ε vers l'effort de rupture f_r; plus elle s'en rapproche et plus la matière devient fragile; pour éviter ce défaut, on a recours à un traitement thermique.

II. Période d'écrouissage. — Cette période s'étend de la limite élastique à la rupture

$$f_\varepsilon < f < f_r.$$

Elle est caractérisée par des glissements qui ont lieu à l'intérieur de la masse, et qui produisent des déformations permanentes; ces glissements ont également pour résultat de détruire le poli des surfaces, sur lesquelles ils tracent parfois des lignes assez nettes, et dont la direction est bien déterminée.

Lignes superficielles. — L'apparition des lignes de Lüders indique le commencement des glissements intérieurs, qui, après s'être préparés pendant la période élastique, se produisent pendant toute celle d'écrouissage.

D'après le commandant Hartmann, la direction des lignes superficielles :

1° Ne varie à aucun moment de l'étirage;

2° Est indépendante de la grandeur des forces;

3° Dépend du sens des forces; en appelant α et β les angles que ces lignes font avec les forces de traction ou de compression, on constate que

$$\alpha > 45° > \beta \qquad \text{et} \qquad \alpha + \beta = 90°;$$

4° L'angle α est une constante de la matière.

Pour calculer la valeur de ces angles de glissement, nous avons été conduit à admettre que les variations de la résistance au glissement G étaient proportionnelles aux variations des forces attractives A :

$$\frac{\Delta G}{\Delta A} = \operatorname{tang} \varphi = \text{const.}$$

M. Féret (Note C) admet même que le rapport de la cohésion tangentielle à la cohésion normale est constant, ce qui suppose :

$$\frac{G}{A} = f = \text{const}$$

Ces hypothèses paraissent bien conformes à la réalité; mais, vu leur importance, elles mériteraient d'être vérifiées directement par des expériences très précises. Le véritable paramètre serait tang φ et non pas α.

Les glissements paraissent, d'ailleurs, avoir une tendance bien marquée à se produire suivant l'angle α. Nous avons indiqué, pages 287 et 339, des cas où, la matière travaillant à la fois par compression et par traction, on observe l'angle 2α, tandis qu'à première vue on aurait supposé que le glissement se produirait suivant l'angle β, la compression étant l'effort principal. C'est une question qui mérite une étude plus approfondie.

Déformations permanentes. — Lorsque le couple antagoniste a dépassé la limite élastique, et continue à croître, $f > f_t$, les déformations du solide se composent à chaque instant de deux parties :

1° L'une élastique, en rapport avec les forces auxquelles le corps est soumis, et qui déterminent sa limite élastique actuelle ;

2° L'autre permanente, résultant des glissements subis par la matière, et accompagnée d'un dégagement de chaleur qui mériterait d'être mesuré avec précision pour se rendre un compte exact du phénomène.

Pendant la période élastique on avait

$$\frac{\Delta f}{\Delta a} = \mathrm{E} \qquad \text{et} \qquad \frac{\Delta b}{\Delta a} = \sigma;$$

pendant celle d'écrouissage, Δa se compose de deux termes Δa et $(\Delta a)'$ bien supérieur au premier; il en résulte que la valeur de E est beaucoup moindre pendant cette période que pendant la précédente; de plus, cette valeur ne paraît plus constante et tend vers zéro. La valeur de σ change également et tend vers $\frac{1}{2}$, valeur qui correspond aux déformations sous volume constant.

Nous savons que la vélocité des déformations élastiques est constante, et donnée par la formule

$$\mathrm{V} = \sqrt{\frac{g\,\mathrm{E}}{d}};$$

on peut conclure de ce qui précède que la vélocité des déformations permanentes est beaucoup plus faible, ce qui est conforme à l'expérience, et aussi qu'elle n'est pas constante.

Le travail développé par les forces extérieures, pendant la période d'écrouissage, paraît se décomposer en travail élastique, travail moléculaire et travail calorifique, comme suit :

Résultats du travail des forces extérieures.	Déformations élastiques (réversibles). Relèvement de la limite élastique (écrasement des cristaux). Dégagement de chaleur (résultant de la déformation permanente).

Les phénomènes d'écrouissage sont moins rapides que ceux de la période élastique. Ils mériteraient d'être l'objet d'expériences aussi précises que ces derniers, afin de pouvoir les soumettre au calcul.

Lorsque le couple antagoniste agit par traction, la section du prisme diminue, il se produit une striction, et l'accroissement de la force conduit forcement à la rupture; quand au contraire le couple agit par compression, la section augmente, et si la matière est malléable, l'équilibre peut s'établir. De ces considérations il résulte que les forces de traction seules permettent de juger de l'étendue de la période d'écrouissage.

Cette étendue est très variable avec la nature de la matière, et aussi avec les traitements qu'elle a subis. Presque nulle pour le verre, elle est très faible pour les pierres naturelles et artificielles, pour l'acier trempé sec; elle est, au contraire, très étendue pour le cuivre bien recuit et pour les aciers doux. On peut toujours diminuer son étendue, et même la réduire à zéro, par un traitement mécanique à froid; on sait qu'il ne faut pas laminer les tôles à une température trop basse, sous peine de les rendre fragiles. Les traitements thermiques, au contraire, peuvent augmenter cette période pendant laquelle le métal est malléable et se travaille bien; les ouvriers qui repoussent du laiton au tour savent tous qu'il faut, de temps en temps, le recuire et le tremper dans l'eau, pour le détendre.

La période d'écrouissage a une grande importance au point de vue pratique; c'est une période de malléabilité pour le travail des métaux, et aussi une période de sécurité, car le travail absorbé est relativement considérable, et les déformations permanentes ont l'avantage de signaler la fatigue de la matière, tandis que, lorsque la période d'écrouissage disparaît, le métal devient fragile, et casse sans prévenir.

Rupture. — Il convient d'abord de remarquer qu'un cube, soumis à l'action de trois couples antagonistes de forces croissantes, se comporte très différemment suivant le sens de celles-ci. Lorsqu'elles agissent par traction, il arrive forcément un moment où elles sont supérieures aux forces attractives; alors la matière se sépare en deux parties, il y a rupture, c'est la fin du phénomène. Quand, au contraire, les forces agissent par compression, les molécules du corps se rapprochent de plus en plus en dégageant de la chaleur, le volume diminue progressivement, et doit tendre vers celui que le corps prendrait au zéro absolu. En vertu de l'impénétrabilité de la matière, sa résistance théorique à la compression serait indéfinie; en pratique, les pressions qu'on peut obtenir sont limitées par la résistance des vases dans lesquels elles s'exercent.

Examinons maintenant le cas d'un prisme soumis à l'action d'un seul couple de forces croissantes. Lorsque celles-ci atteignent une valeur suffisante, le solide finit généralement par rompre. Le plus souvent la rupture est précédée de glissements, et a lieu en ligne droite ou suivant une ligne

brisée, dont les éléments font, avec la direction des forces, l'angle caractéristique $45° \pm \frac{\varphi}{2}$.

Dans le cas de la traction, les glissements réduisent la section du prisme, et modifient la contexture de la matière; la force correspondant à la rupture doit naturellement être rapportée à la section de l'éprouvette au moment où elle se produit.

Dans le cas de la compression, si la matière est cassante, comme la pierre et les mortiers, et que le prisme soit assez long, la cassure peut se faire suivant l'angle β; si, au contraire, la matière est très malléable, comme l'acier doux ou le cuivre, elle se déforme en augmentant de section, sans qu'il se produise de rupture.

Suivant l'étendue de la période d'écrouissage, la rupture a lieu progressivement ou brusquement. Tout ce qui contrarie le glissement, saignée, choc, tend à rendre la rupture brusque, et à mettre en évidence la fragilité, et aussi le grain de la matière.

La rupture d'une éprouvette exige un travail qui dépend de l'état dans lequel elle se trouve. L'état actuel de la matière est défini par sa limite élastique; avant de chercher son effort de rupture, il convient de l'amener au degré maximum d'écrouissage, ce qui entraîne généralement des déformations considérables (striction ou gonflement). Après déformation, les efforts sont souvent obliques et inégaux, ce qui rend difficile la mesure exacte de l'effort de rupture, comme l'a signalé M. Féret (Note C). Pour éviter ces inconvénients, il conviendrait de remettre de temps en temps l'éprouvette sur le tour, pour qu'elle reste toujours cylindrique.

Lorsque la matière est arrivée au degré d'écrouissage maximum en travaillant par traction,

$$f_\varepsilon = f_r,$$

les efforts intérieurs ne peuvent plus faire équilibre aux forces extérieures, et la rupture se produit en ligne droite ou brisée, suivant l'angle α.

Par compression, la rupture se produirait suivant l'angle β, mais on peut se demander si, dans ce cas, il y a un maximum; si l'écrouissage tient réellement à la division des cristaux, il peut se continuer lorsque la force de compression augmente, tandis qu'il est forcément limité par la rupture pour les efforts de traction. C'est une question à élucider par expérience.

La rupture paraît comporter trois constantes, G, A et tangφ; cette dernière est donnée par la direction des lignes superficielles, et, si $\frac{G}{A} = \text{tang}\varphi$, il n'en resterait qu'une à déterminer. Si l'on peut seulement admettre $\frac{\Delta G}{\Delta V} = \text{tang}\varphi$, il y en aurait deux.

III. Période d'écoulement. — Lorsqu'un couple de forces antagonistes croissantes f agit par compression sur un prisme de matière malléable comme le cuivre ou l'acier doux, en augmentant d'intensité à mesure que la section croît par suite des déformations, de façon à maintenir un effort unitaire égal à celui de rupture, les glissements et par suite les déformations permanentes peuvent continuer presque indéfiniment, le prisme se transforme en un disque mince, et l'on n'observe que de petites déchirures, qui peuvent tenir à des défauts locaux. Dans ces conditions, le métal s'écoule, pour ainsi dire, dans le sens transversal à la direction de la force, avec une faible vitesse.

Lorsque les forces du couple antagoniste sont très supérieures à l'effort de rupture, l'excédent de force est employé à communiquer à la matière de la vitesse transversale, et les efforts intérieurs sont supérieurs à ce qu'ils étaient dans le cas précédent, l'écrouissage est donc poussé plus loin. Dans les deux cas, la déformation est toujours accompagnée d'un dégagement de chaleur, mais ce dernier est plus ou moins considérable suivant la quantité de travail absorbée par l'écrouissage. Pour les corps plastiques, comme le plomb, le rôle de la matière paraît se borner à servir d'agent de transformation entre le travail mécanique et l'énergie calorifique.

Lorsque, au lieu d'être malléable, la matière composant le prisme est cassante, comme certains aciers, les pierres, mortiers, etc., l'écoulement ne peut pas avoir lieu, et le phénomène se termine brusquement par une rupture, comme dans le cas de la traction. Il resterait à trouver les conditions qui déterminent l'une ou l'autre des deux allures. Il semble probable que dans le second cas les molécules, ou plutôt les grains de matière, s'écartent assez, pendant le glissement, qui peut être un roulement, pour sortir de leurs sphères d'attraction mutuelle. Il est naturel qu'il en soit ainsi pour les mortiers, qui ne sont pas homogènes; les cristaux de certaines matières peuvent produire le même effet.

On voit en résumé que la période d'écoulement, comme celle d'écrouissage, mériterait d'être l'objet d'une étude approfondie.

ACTION DYNAMIQUE D'UNE FORCE EXTÉRIEURE.

I. Force inférieure à la limite élastique. — Pour un solide invariable, le point d'application d'une force qui agit sur lui n'a aucune importance et peut être transporté en un endroit quelconque de sa direction. Il n'en est pas de même si le solide est susceptible de déformations élastiques ou permanentes, qui, naturellement, prennent naissance au point où la force se fait sentir. On ne peut donc ni déplacer le point d'application d'une force suivant sa direction, ni remplacer deux forces parallèles par leur résultante. Ces changements ont de l'influence sur les déformations de la matière, et, par suite, sur l'effet des forces.

Lorsqu'on fait agir sur un prisme élastique une force unique au lieu d'un couple antagoniste, la matière se met en mouvement, et son inertie remplace la seconde force du couple; mais la tranche qui agit par inertie se déplace constamment à mesure que le mouvement se propage; il en résulte une onde comprimée, qui se transforme en onde déprimée à l'extrémité du solide.

Vélocité des efforts et des déformations élastiques. — Les efforts résultant de l'action d'une force se propagent de proche en proche au travers de la matière, et il faut un certain temps, très court il est vrai, mais bien déterminé, pour que le corps subisse l'influence de la force sur toute sa longueur.

Dans le cas simple d'une force uniformément répartie sur la base d'un prisme, et comprise dans les limites de l'élasticité, la vitesse de propagation de la déformation ou de l'effort élastique est indépendante de la grandeur et du sens de la force (compression ou traction); elle a pour valeur

$$V = \sqrt{\frac{gE}{d}},$$

que nous appelons la *vélocité des efforts ou des déformations élastiques,* parce que c'est une vitesse de propagation, et pour la distinguer des vitesses de masse. C'est aussi la vélocité du son, qui se compose d'une série de pressions et de dépressions.

Mouvement d'un corps élastique. — En même temps qu'une force unitaire f fait sentir son action à la matière par une tension ou effort statique égal à sa propre valeur..... f

et par des déformations unitaires { suivant sa direction..... $a = \frac{f}{E}$
dans des directions perpendiculaires. $b = \sigma \frac{f}{E}$

qui se propagent avec une vélocité..... $V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$,

elle imprime successivement à la masse de chaque couche de matière qu'elle atteint une vitesse..... $w = f\sqrt{\frac{g}{Ed}}$

pendant l'intervalle de temps..... $\Delta t = \frac{l}{V} = l\sqrt{\frac{d}{gE}}$

que cette force met à faire sentir son action d'une extrémité à l'autre du solide. On peut admettre que la déformation atteint toutes les molécules, et même supposer que l'action de la force se fait sentir non seulement sur leur forme, mais encore sur leur orientation.

A la fin de ce premier intervalle de temps Δt_1, le solide tout entier est animé d'une vitesse uniforme w dans le sens de la force, et soumis à une

déformation et à une tension statiques égales à celles que lui communiquerait un couple antagoniste $+f$ et $-f$.

Pendant l'instant suivant Δt_2, la matière, soumise d'un côté à l'action de la force qui maintient sa tension, se détend du côté opposé, et prend une nouvelle vitesse w de même sens que la première; la vélocité des pressions et celle des dépressions étant égales, la détente met le même temps que la tension à se faire sentir d'une extrémité à l'autre du corps, et $\Delta t_2 = \Delta t_1$. A la fin de ce second instant, la matière se trouve dans les mêmes conditions qu'au commencement du premier, avec cette seule différence qu'elle a acquis une vitesse uniforme de translation $2w$.

Les mêmes phénomènes se reproduisent périodiquement :

Pendant les instants impairs Δt_1, Δt_3, Δt_5, ..., tension et augmentation w de la vitesse dans le sens de la force;

Pendant les instants pairs Δt_2, Δt_4, Δt_6, ..., détente et augmentation de la vitesse dans le même sens et de la même quantité w.

A la fin d'un temps $t = 2n\Delta t$, le solide élastique a une vitesse $v = 2nw = \frac{f}{m}t$, égale à celle que prend le solide invariable dans les mêmes conditions; mais, tandis que ce dernier y arrive progressivement par une augmentation régulière et uniforme de la vitesse de toutes les parties de la masse, le solide élastique procède par saccades, chaque couche subissant brusquement un accroissement de vitesse w, lorsqu'elle est atteinte par la tension ou la détente, qui se propagent alternativement d'une extrémité à l'autre du corps.

Au moment où la force cesse de se faire sentir, le solide invariable continue à se mouvoir avec la vitesse qu'il a en cet instant. Quant au solide élastique, il continue le mouvement uniforme qu'il avait à la fin de la dernière période Δt; mais comme certaines de ses parties ont un excès de vitesse ou de tension, elles réagissent sur les autres, et il en résulte un mouvement vibratoire, qui se transmet d'une extrémité à l'autre, et se superpose au mouvement de translation.

II. Force supérieure à la limite élastique. — Lorsque la force qui agit sur le prisme est supérieure à la limite élastique, sans atteindre la force de rupture

$$f = f_\varepsilon + f' < f_r,$$

la déformation qu'elle produit est en partie élastique, en partie permanente; à la première correspond une tension élastique f_ε, qui se transmet avec la vélocité $V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$, en communiquant à la matière une vitesse $w = f\sqrt{\frac{g}{Ed}}$, dans chaque intervalle de temps $\Delta t = l\sqrt{\frac{d}{gE}}$; quant à la déformation permanente correspondant à f', elle écrouit la matière, et se transmet avec une

vitesse w encore considérable, bien que très inférieure à V. Une fois écroui sur toute sa longueur, le prisme se comporte comme un solide élastique.

Lorsque la force est supérieure à l'effort de rupture

$$f > f_r,$$

la matière subit une déformation élastique, qui se transmet avec une vélocité V, une déformation permanente, qui se transmet avec une vélocité W, et, en outre, un écoulement transversal, avec une vitesse qui dépend de la grandeur de f, et qui amène la rupture lorsqu'elle est suffisante.

Ces différents effets sont faciles à constater par les résultats du choc sur un cylindre lancé normalement, avec des vitesses croissantes, sur un plan rigide qui l'arrête (*fig.* 43).

Lorsque la vitesse est faible, le projectile rebondit élastiquement, sans conserver aucune trace de déformation. La vitesse augmentant, on constate un écrasement de plus en plus prononcé de l'avant qui se dépolit, tandis que l'arrière ne change pas ; les ondes alternativement comprimées et déprimées, qui se propagent avec la vélocité V, ralentissent progressivement la vitesse de l'arrière du cylindre, pendant que l'écrasement se propage à l'avant avec une vélocité W, qui est très inférieure à V. La rapidité des déformations élastiques par rapport aux déformations permanentes leur fait jouer un rôle d'avant-coureurs et de protection. La vitesse augmentant encore, l'écoulement se produit, amène des déchirures, et la projection des morceaux parallèlement à la surface du plan rigide; le phénomène a une certaine analogie avec ce qui a lieu lorsqu'un cylindre liquide est projeté contre un plan; il varie d'ailleurs avec la nature du métal et sa fragilité.

Le cylindre écrasé est un témoin sur lequel on relève les résultats du phénomène; on peut en déduire les données nécessaires pour calculer ensuite les conditions dans lesquelles il se produit, et le mettre en équation.

Dans l'exemple qui précède, la force qui agit sur le corps dépend de sa vitesse; c'est ce qui a souvent lieu dans la pratique; on sait par exemple que la résistance opposée par l'eau à un navire en mouvement est sensiblement proportionnelle au carré de la vitesse de ce navire. Dans un milieu élastique et déformable, la résistance obéit à une autre loi. En étudiant un cas particulier des déformations permanentes, celui de la pénétration d'un solide rigide dans un autre solide plus facilement déformable, nous avons constaté que : « La résistance qu'une masse métallique homogène et élastique oppose au mouvement d'un cylindre rigide, terminé à l'avant par une ogive, est proportionnelle à la vitesse de ce cylindre. »

ACTION D'UN COUPLE.

Nous n'avons examiné l'action d'un couple sur un solide que dans un cas particulier, celui où les forces sont directement opposées (couple antagoniste),

mais les forces égales et de sens contraire peuvent agir à une certaine distance, qui constitue le bras de levier du couple. Un cylindre, soumis à l'action d'un couple situé dans un plan perpendiculaire à la direction des génératrices, et dont les forces sont appliquées symétriquement par rapport à son axe, travaille par torsion ; c'est un cas simple et accessible au calcul. En plus de l'effort de torsion, on peut soumettre le cylindre à un effort de traction, de façon à faire varier l'intensité des forces attractives.

Pour ne pas allonger outre mesure cette étude nous nous contenterons d'indiquer que les résultats de ces expériences peuvent donner des indications précieuses au sujet des constantes de la matière. Elles ont une grande analogie avec les essais de viscosité, qui ont une grande importance pour la théorie des gaz et des liquides, essais dans lesquels on fait varier la pression pour mesurer le frottement intérieur dans différentes conditions.

ACTION DE LA CHALEUR.

La physique nous apprend que la chaleur dilate les corps, et qu'elle les fait passer successivement de l'état solide à l'état liquide, puis à l'état gazeux. Les phénomènes de dilatation sont accompagnés d'une élévation de la température sensible, accusée par le thermomètre; pendant les changements d'état, au contraire, le thermomètre reste stationnaire, ce qui fait dire que la chaleur passe à l'état latent. L'action des forces extérieures peut également dilater ou comprimer les corps; la température ne varie pas tant que les forces restent dans les limites élastiques, mais elle change ensuite lorsqu'il y a déformation permanente de la matière.

Pour expliquer ces faits on admet que la matière est dans un état continuel d'agitation, et que la chaleur résulte de ce mouvement, dont la force vive est égale à un certain travail mécanique. On conçoit alors l'équivalence de la chaleur et du travail des forces extérieures ou des efforts intérieurs, ainsi que les effets mécaniques de la chaleur et les effets calorifiques du travail des forces.

Dans la dilatation l'énergie calorifique modifie seulement le volume du corps; dans les changements d'état elle modifie le groupement intérieur de la matière. Les forces extérieures peuvent produire les mêmes résultats, suivant qu'elles sont inférieures ou supérieures à la limite élastique. Mais, si l'action de la chaleur et des forces extérieures sur la matière a des analogies, elle présente aussi des différences, surtout au point de vue de leur influence sur la qualité des métaux, comme nous le verrons bientôt.

M. Clemens Schaëffer a étudié, pour un certain nombre de métaux, l'action de la chaleur sur les paramètres de la période élastique, et il a trouvé

$$E_t = E_0(1 - \alpha t) \quad \text{et} \quad \sigma_t = \sigma_0(1 - \beta t);$$

la détermination des valeurs de α et de β lui a permis de calculer les tempé-

ratures pour lesquelles $\sigma = \frac{1}{2}$, valeur qui correspond à l'état liquide; elles diffèrent peu des températures de fusion, ce qui tendrait à montrer que le changement d'état est la conséquence naturelle des variations que subissent les constantes de l'élasticité, sous l'influence de températures croissantes. Rien de plus naturel pour les solides, qui passent par l'état pâteux avant de se liquéfier. On se l'expliquerait moins facilement pour la glace, et les solides dont le changement d'état se fait brusquement, et est accompagné du passage d'une quantité considérable de chaleur à l'état latent.

L'écrouissage à froid des métaux, par traction ou par compression, élève leurs limites élastiques, et les rend fragiles. MM. Charbonnier et Galy-Aché (note B) expliquent ce fait, pour le cuivre, par la rupture des cristaux, qui deviennent d'autant plus petits que le métal a subi un effort plus considérable. L'écrouissage serait donc un acheminement vers l'état liquide et, comme ce changement d'état, nécessiterait une certaine dépense de travail, contrairement à ce qui a lieu pour le plomb; ce métal se comporte comme un liquide, servant simplement d'agent de transformation du travail mécanique en travail calorifique, sans rien dépenser en travail moléculaire.

Les métallurgistes savent bien que pour abaisser les limites élastiques des métaux, et les rendre plus malléables, il faut les chauffer à une température assez considérable pour les recuire ou les tremper. D'après les observations sur le cuivre des auteurs précités, le résultat du recuit serait la formation de gros cristaux. On sait que la trempe modifie également le grain de l'acier. Tous ces faits concordent assez bien entre eux, et avec la pratique des ateliers, qui emploient les traitements thermiques pour détruire les résultats des traitements mécaniques sur les métaux.

CONSTITUTION DE LA MATIÈRE.

La conception de Lamé, qui consiste à considérer la matière comme composée d'une infinité de points matériels, jouissant de la propriété de se repousser ou de s'attirer, suivant qu'ils s'approchent ou s'éloignent les uns des autres, ne peut pas bien rendre compte des faits, parce qu'elle néglige les dimensions des éléments des corps.

L'*hypothèse moléculaire* suppose que la matière est composée d'éléments identiques, trop petits pour être visibles; on peut les comparer à des ballons minuscules remplis d'atomes, qui, eux-mêmes, peuvent se composer de corpuscules; le tout est constamment en mouvement. Ces molécules s'attirent [1]

---

[1] M. Badoureau, ingénieur des Mines, a proposé, « pour représenter la force qui s'exerce entre deux molécules identiques voisines, la formule $\frac{m^2}{D^2}\left(a\frac{b}{D^2 q}\right)$, peu différente de celle proposée par M. Briot. Elle paraît satisfaire aux lois de l'expérience » (*Les Sciences expérimentales en* 1889, p. 38).

mutuellement lorsqu'elles sont très voisines; comme elles sont élastiques et impénétrables, de même que la matière, la cohésion les déforme en les rapprochant. Isolées, elles seraient probablement sphériques [1]; sous l'action des forces attractives, on peut supposer qu'il se forme, aux points de contact, des facettes, qui augmentent avec l'intensité des forces.

Le changement de forme résultant des facettes de contact modifie la trajectoire, quelle qu'elle soit, des atomes, et provoque de leur part une réaction d'autant plus énergique que la facette est plus prononcée; telle paraît être la raison pour laquelle les forces répulsives équilibrent toujours celles qui tendent à rapprocher les molécules. Des phénomènes analogues se produisent lorsque deux molécules se rencontrent avec une certaine vitesse, et rebondissent au choc.

La *théorie mécanique de la chaleur* admet que l'ensemble des mouvements des éléments de la matière constitue la chaleur; elle classe d'ailleurs ces mouvements en trois catégories :

1° Mouvement de translation ou d'oscillation des molécules;

2° Mouvement de rotation partiel ou complet des molécules;

3° Mouvement interne des atomes dans l'intérieur des molécules.

La somme des forces vives de ces trois sortes de mouvements constitue l'énergie calorifique, qui augmente avec la température.

Briot admet que les gaz se composent de molécules élémentaires; le groupement de plusieurs molécules-gaz constitue une molécule-liquide, et plusieurs de celles-ci, en se réunissant, forment une molécule-solide; les changements d'état consistent dans le groupement ou la dissociation des molécules; ils sont accompagnés d'un dégagement ou d'une absorption de chaleur.

La *théorie cinétique des gaz* est basée sur ce qu'ils sont composés de molécules parfaitement élastiques, animées de vitesses de translation considérables, qui produisent entre elles des chocs incessants; elle explique d'une façon satisfaisante tous les phénomènes relatifs aux gaz : légèreté, diffusion, pression sur les enveloppes, loi de Mariotte, etc. Elle permet de calculer les données suivantes :

Vitesse moyenne de translation des gaz de l'air.....	500^m environ.
Libre parcours moyen d'une molécule en micron.....	$0^m,1$ environ.

Le diamètre d'une molécule est au millimètre comme le millimètre est au kilomètre.

Dans le vide le plus parfait (un millionième d'atmosphère), un millimètre cube contient encore 50 milliards de molécules.

---

[1] Quelques physiciens admettent que les molécules ou les atomes ont la forme d'un tore, composé de particules animées d'un mouvement de rotation dans chaque section méridienne.

Rapport de la force vive de translation d'une molécule gazeuse à sa force vive totale : 0,59.

La *théorie des liquides* doit tenir compte de ce que le mouvement de translation des molécules est beaucoup moins important que dans les gaz, en sorte qu'elles ne sortent pas de leur rayon d'attraction mutuelle. M. Van der Waals a donné des formules qui tiennent compte de cette attraction, et qui étendent la théorie cinétique aux liquides.

La *théorie des solides* est la moins avancée; c'est aussi la plus difficile, le groupement des molécules est plus complexe, l'énergie calorifique doit se composer surtout de mouvement interne, le contact des molécules doit influencer la trajectoire des atomes et produire une orientation qui est sensible dans les cristaux. Quoi qu'il en soit, la période des déformations élastiques est assez bien connue, les paramètres ont été mesurés avec soin, on connaît la loi et la vélocité des déformations, nous avons indiqué la loi de la transmission des pressions dans tous les sens. La période des déformations permanentes a été moins étudiée, les paramètres auraient besoin d'être mieux déterminés; on connaît la loi des angles de glissement, nous l'avons expliquée par la constance du rapport $\frac{\Delta G}{\Delta A} = \tan g\varphi$; nous avons indiqué une formule donnant les limites élastiques, ainsi que la résistance à la pénétration; il faudrait connaître également les lois de l'écrasement et de la vélocité des déformations permanentes.

Forces répulsives. — La plupart des auteurs cherchent une loi de répulsion en raison inverse d'une puissance des distances, comme pour l'attraction; d'après M. Brillouin, « la répulsion est plus rapide que l'inverse de la cinquième puissance, et se rapproche de la dixième puissance [1] »; nous croyons que c'est une fausse assimilation. La théorie cinétique des gaz admet qu'il y a choc entre les molécules; pour les solides, on peut supposer que le choc a lieu entre les atomes sur les facettes de contact, ou peut-être dans la zone de pénétration des atomes, dont les facettes sont l'image; ce sont donc les lois du choc qu'il convient d'appliquer. Dans une étude sur le choc [2], nous avons montré qu'entre deux cylindres élastiques et identiques l'effort au contact est proportionnel à $2v\frac{E}{V} = 2v\sqrt{\frac{dE}{g}}$, et que la durée totale du choc $t = l\sqrt{\frac{d}{gE}}$.

On ne voit pas pourquoi les choses ne se passeraient pas d'une façon analogue pour les molécules et les atomes; la force répulsive doit donc varier

---

(1) Préface de la *Théorie des gaz* de Boltzmann, p. XII.

(2) *Revue maritime* de janvier 1901.

comme leur vitesse, et se faire sentir pendant un temps proportionnel à leur diamètre. M. Boltzmann ne paraît pas hostile à cette manière de voir, à en juger par le passage suivant de ses *Leçons sur la théorie des gaz* (p. 7) : « Il est possible que l'on trouve cette représentation grossière et puérile, qu'elle soit plus tard modifiée profondément, et que, notamment, la force de répulsion apparente soit peut-être une simple conséquence du mouvement ».

CONCLUSIONS.

Dans cette étude nous avons cherché à réunir et à classer les éléments de la théorie des solides et à la relier à celle des liquides. Nous avons vu notamment : que le point de fusion résulte de la variation des coefficients de déformation avec la température; que les solides sont susceptibles de transmettre les pressions et de s'écouler d'une façon analogue à celle des liquides. En terminant nous croyons devoir signaler les services rendus par la Commission des méthodes d'essai et le Congrès de 1900. Leurs comptes rendus sont une précieuse mine de renseignements, dans lesquels nous avons puisé, et nous ne saurions trop remercier leurs auteurs.

Comme tous ceux qui se sont occupés de ces questions, nous avons signalé des lacunes, notamment dans l'étude des déformations permanentes. Nous avons indiqué le parti qu'on peut tirer des essais de choc à grande vitesse, en mesurant les déformations et la chaleur développée, qui témoignent de la grandeur des forces en jeu et permettent de les évaluer. Nous appelons également l'attention sur l'intérêt des essais de torsion exécutés sous une tension variable. Nous serions heureux de contribuer à provoquer de nouvelles études théoriques et expérimentales ayant pour but de développer nos connaissances relatives à la constitution de la matière, et à la manière dont elle se comporte sous l'action des forces extérieures.

La Science cherche à déchiffrer le livre de la nature, comme Champollion a déchiffré les hiéroglyphes des anciens Égyptiens. Plus elle étudie et mieux elle connaît les lois qui régissent l'Univers, plus elle constate leur simplicité et leur harmonie. Ce résultat est à la fois un encouragement et un enseignement pour les travailleurs : un encouragement, car c'est la garantie que leurs travaux seront fructueux s'ils sont bien dirigés, c'est-à-dire s'ils se contentent de constater et de rapprocher, sans vouloir deviner et inventer; un enseignement, car on ne saurait admettre logiquement qu'un ensemble aussi complexe et aussi harmonieux soit l'effet du hasard.

L'idée d'un législateur s'impose :

C'est la gloire et le couronnement de la Science, de s'élever à la notion, à l'hypothèse si l'on préfère, d'un créateur infiniment sage, en étudiant et en admirant ses œuvres.

NOTE A.

SIMILITUDE A TROIS PARAMÈTRES.

La géométrie élémentaire étudie la similitude, en supposant que toutes les dimensions varient suivant un rapport constant λ. C'est un cas particulier de la similitude à trois paramètres, dans laquelle les dimensions parallèles à trois axes rectangulaires varient suivant des rapports différents

$$\frac{x'}{x} = \lambda, \qquad \frac{y'}{y} = \lambda', \qquad \frac{z'}{z} = \lambda''.$$

Ce genre de similitude, qui peut rendre de grands services, est employé depuis longtemps dans la Marine, comme le montre l'extrait suivant d'un Rapport de M. Sochet, Directeur des Constructions navales, daté du 23 août 1858 :

« D'après le Règlement du 13 janvier 1832, toutes les embarcations nécessaires à l'armement de la flotte sont réparties en 7 classes, qui ne comprennent, à vrai dire, que 5 catégories distinctes :

Les chaloupes	10	numéros
Les grands canots	10	»
Les canots	8	»
Les baleinières	3	»
Les youyoux	3	»
donnant en tout	34	embarcations différentes.

» Le port de Cherbourg, qui possédait autrefois autant de plans qu'il y avait d'embarcations, sans qu'il existât aucune loi les reliant les unes aux autres, ne possède plus maintenant que 5 plans types, autant que de catégories, qui lui permettent de tracer toutes les embarcations réglementaires, ou une quelconque qui n'y rentrerait pas, et dont on donnerait les trois dimensions principales.

» Toutes les embarcations d'une même série se déduisent les unes des autres d'une manière excessivement simple, par une méthode qu'on pourrait appeler la *méthode de la similitude* à trois coefficients, par opposition à la similitude à un coefficient. »

Lorsque deux navires sont semblables, les calculs les plus laborieux exécutés pour le premier n'ont pas besoin d'être recommencés pour le second; les résultats pour celui-ci peuvent être déduits très rapidement de ceux qui concernent le premier. Ainsi, pour le rayon métacentrique qui sert à déterminer la stabilité,

$$\rho = \frac{2}{3}\frac{\Sigma y^3\,dx}{V},$$

$$\rho' = \rho \times \frac{\lambda'^2}{\lambda''}.$$

Ce mode de transformation peut rendre de grands services dans l'étude des projets; il permet de passer très rapidement d'une carène à une autre remplissant des conditions fort différentes de stabilité (largeur), de finesse (longueur), de tirant d'eau (hauteur).

Il permet d'obtenir très promptement les principaux résultats des calculs, sans avoir besoin de tracer de plan, ni de faire des relevés toujours longs.

Lorsque les valeurs des paramètres sont très voisines de l'unité, on peut les mettre sous une autre forme, et écrire

$$\lambda = 1 \pm \alpha, \qquad \lambda' = 1 \pm \beta, \qquad \lambda'' = 1 \pm \gamma;$$

alors

$$\begin{array}{lll}
x' = x(1 \pm \alpha) & \text{au lieu de} & x' = \lambda x, \\
y' = y(1 \pm \beta) & \text{»} & y' = \lambda' y, \\
z' = z(1 \pm \gamma) & \text{»} & z' = \lambda'' z, \\
\left.\begin{array}{l} x'y' = x(1 \pm \alpha)y(1 \pm \beta) \\ \quad = xy(1 \pm \alpha \pm \beta) \end{array}\right\} & \text{»} & xy\lambda\lambda', \\
\left.\begin{array}{l} x'y'z' = x(1 \pm \alpha)y(1 \pm \beta)z(1 \pm \gamma) \\ \quad = xyz(1 \pm \alpha \pm \beta \pm \gamma), \end{array}\right\} & \text{»} & xyz\lambda\lambda'\lambda'',
\end{array}$$

en ne conservant que les termes qui contiennent seulement α, β ou γ, et négligeant ceux qui les renferment à un degré plus élevé, termes qui sont relativement très petits.

Cette seconde forme peut être plus simple et plus commode dans certains cas, comme nous l'avons vu au cours de cette étude.

NOTE B.

DÉFORMATIONS DU CUIVRE.

MM. Charbonnier et Galy-Aché, capitaines d'Artillerie de Marine, ont fait une étude approfondie des déformations du cuivre [1]. On sait que l'artillerie mesure la pression des gaz de la poudre à l'aide de crushers, petits cylindres en cuivre, dont on mesure l'écrasement.

Ils considèrent la limite d'élasticité, définie par la charge au point d'arrêt, rapportée au millimètre carré de la section, comme une *constante spécifique* du métal, indépendante des dimensions de l'éprouvette, et la même à la compression qu'à la traction.

Ils définissent l'écrouissage : « la propriété constatée sur les métaux de l'élévation de la limite d'élasticité par les traitements mécaniques », et formulent la loi d'écrouissage comme suit :

La limite d'élasticité acquise par un métal déformé est précisément égale à l'effort qui a produit cette déformation.

Ils ont constaté qu'entre — 50° et + 200° : « la limite d'élasticité du cuivre décroît de 1^{kg} environ par 100° d'élévation de température ».

Ils ont également constaté que le recuit, suivi d'un refroidissement obtenu par une plongée brusque dans l'eau, produit un effet inverse de celui des traitements mécaniques, et abaisse la limite d'élasticité.

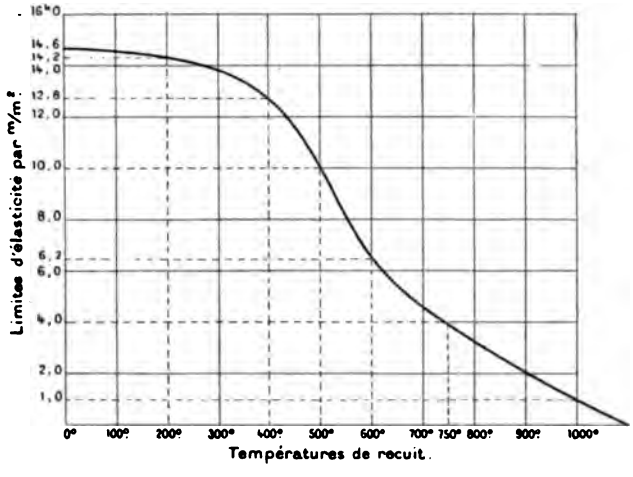
---

[1] Extrait d'une étude sur les propriétés physiques et mécaniques des métaux, présentée au Congrès des méthodes d'essai tenu à Paris en juillet 1900.

Le tableau suivant, et le graphique qui l'accompagne (*fig.* 47) résument les résultats de leurs expériences.

Température du recuit.	Limite d'élasticité par millim. carré.	Nombre d'expériences.
Écroui	14,6	3
200°	14,2	3
300	13,8	3
400	12,8	3
500	10,0	3
600	6,2	3
750	4,0	3
1000	1,0	3

Fig. 47.



« On voit que la limite d'élasticité varie avec la température du recuit, très lentement jusqu'à 400°, très rapidement de 400° à 600°, et qu'elle tend vers une limite assez voisine de zéro, qui serait atteinte pour la température de fusion du cuivre, 1050° environ. »

Des observations micrographiques leur ont permis de constater que *l'écrouissage consiste essentiellement dans la rupture des cristaux de cuivre*, qui se reforment par le recuit. Ce fait leur fournit l'explication suivante de l'augmentation de la limite élastique par l'écrouissage :

« Comme il paraît démontré que ces cristaux sont entourés soit d'une matière non cristallisée, plus ou moins plastique, soit de cristaux extrêmement petits, qui, dans l'interstice des gros cristaux, forment un tissu plus mobile, le mécanisme de l'écrouissage, et les propriétés mécaniques qui en résultent pour le métal, apparaissent comme facilement explicables.

» L'écrouissage augmente la limite élastique. En effet, les cristaux étant brisés en fragments de plus en plus ténus, le déplacement de ceux-ci dans le bain plastique est plus difficile, car l'effet évident de ces ruptures est de diminuer la section des canaux (loi de Poiseuille). On conçoit aussi que, une fois un état d'écrouissage atteint, la limite d'élasticité, c'est-à-dire l'effort nécessaire pour déplacer les cristaux fragmentés, soit égale à l'effort qui produisait auparavant leur glissement. Ce n'est qu'énoncer le fait que les propriétés du cuivre ne dépendent pas du temps.

» On explique tout aussi facilement l'isotropie de l'écrouissage, quelle qu'en soit la cause, car la rupture des cristaux soit par décomposition, soit par compression, soit par traction, doit évidemment produire un même effet pour un même déplacement relatif de deux surfaces contiguës du métal. »

Par des expériences de compression par choc jointes à des mesures calorimétriques, ils ont mesuré le travail d'écrasement en même temps que la chaleur développée, ce qui leur a permis de conclure que :

1° Pour le plomb, la totalité du travail d'écrasement est transformée en chaleur.

Ils sont arrivés pour l'équivalent mécanique de la chaleur à une valeur de 419 kilogrammètres, très voisine du chiffre généralement admis.

2° Pour le cuivre, on ne retrouve pas, sous forme de chaleur, la totalité du travail dépensé pour l'écrasement; une portion de ce travail est employée à modifier les propriétés mécaniques du métal.

On voit, en résumé, que, pour le cuivre, l'écrouissage correspond à une sorte de désagrégation moléculaire, de changement d'état, entraînant une certaine dépense de travail, qui diminue d'autant le dégagement de chaleur.

NOTE C.

RÉSISTANCE A LA RUPTURE DES SOLIDES ISOTROPES NON DUCTILES.

Dans une note présentée au Congrès des méthodes d'essai des matériaux de construction, M. Féret, chef du laboratoire des Ponts et Chaussées à Boulogne-sur-Mer, a étudié la résistance des matériaux dits *cassants*, tels que le verre, la fonte blanche et surtout les pierres dures naturelles ou artificielles, ainsi que les mortiers ayant fait prise depuis un temps suffisant. Il les considère comme constamment homogènes et isotropes, jusqu'au moment où l'effort de rupture est atteint, en sorte que les déformations permanentes sont négligeables dans ces limites. « Quand les déformations permanentes ne sont pas négligeables, les essais doivent être faits sur les matériaux amenés successivement aux états d'écrouissage parfait, correspondant à des charges de plus en plus fortes [1]. » Il ajoute qu'en étudiant ainsi des matériaux à l'état d'écrouissage parfait, « les conclusions rela-

[1] « On sait que, lorsqu'on soumet une matière quelconque à des applications répétées d'une même charge inférieure à une certaine limite, les déformations permanentes observées à chaque nouvelle application s'atténuent de plus en plus, et, à partir d'un nombre suffisant de répétitions, peuvent être considérées comme négligeables; la matière possède alors ce qu'on pourrait appeler l'*état d'écrouissage parfait* relatif à la charge considérée, et ne subit plus, pour toute charge moindre, que des allongements élastiques, qui, d'ailleurs, ne sont pas nécessairement proportionnels aux tensions correspondantes. »

tives à leurs charges de rupture s'appliquent aux charges sous lesquelles se produisent les premières déformations permanentes des matériaux plus ductiles ».

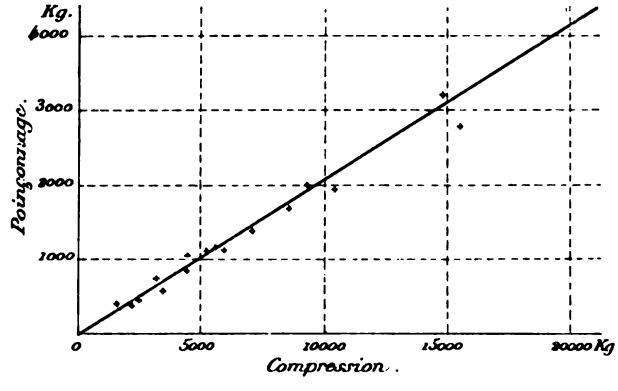
M. Féret commence par rappeler les travaux de M. Durand-Claye démontrant que, « par suite du mode de suspension des éprouvettes dans les griffes des appareils servant à l'essai par traction des mortiers, l'effort développé, loin d'être uniformément réparti dans la section de rupture, est plus fort sur les bords que vers le centre.

» Il résulte de là que la rupture doit se produire dès que la tension marginale atteint la limite de résistance de la matière, alors que le centre a une tension moindre, de sorte que la tension moyenne, obtenue en divisant l'effort total par l'aire de la section de rupture, est plus faible que la résistance limite réelle. »

D'après une expérience récente faite sur du granit, « la tension marginale du granit, dans l'expérience considérée, devait être égale à environ une fois et demie sa tension moyenne ».

M. Féret établit que les valeurs de la résistance d'un mortier à la rupture par traction, déduites d'essais de flexion, ne sont pas plus exactes que celles obtenues par des essais directs. Les différents modes d'essais par compression, par cisaillement, par poinçonnage, etc., sont également loin de donner des résultats exacts. L'essai de compression directe sur cylindres hauts serait le plus satisfaisant, si l'on savait s'affranchir du frottement des plateaux. Quoi qu'il en soit, les différents modes d'essai par compression, par poinçonnage, par cisaillement, donnent des résistances à la rupture proportionnelles, comme le montre le diagramme (*fig.* 48) relatif à dix-sept mortiers différant soit par la proportion du ciment, soit par la grosseur du sable.

Fig. 48.



Les abscisses sont les charges totales de rupture par compression observées sur des briquettes préalablement rompues par traction, et dont on avait rapproché les moitiés. Les ordonnées sont les charges de rupture obtenues avec un poinçon circulaire de 5^{cm^2} de section (plaque d'appui indéfinie) sur d'autres demi-briquettes pareilles. « On voit que les points tombent tous dans le voisinage d'une ligne droite passant par l'origine des coordonnées. »

Pour appliquer le calcul aux résultats d'expérience, M. Féret considère les trois paramètres suivants :

T	Cohésion tangentielle	Résistance au cisaillement	(G)
N	Cohésion normale	Effort de disjonction	(A)
f	Coefficient de frottement intérieur de la matière sur elle-même.		

et il calcule :

A la résistance à l'arrachement par traction,
C la résistance à la rupture par compression,

$$A = 2T(\sqrt{1+f^2}-f), \qquad C = 2T(\sqrt{1+f^2}+f),$$

et les angles de glissement :

Pour la traction (1)..... $\operatorname{tang}\alpha = \sqrt{1+f^2}+f$,
Pour la compression..... $\operatorname{tang}\gamma = \sqrt{1+f^2}-f$ ou $f = \cot 2\gamma$;

ces angles sont complémentaires, $\alpha > 45° > \gamma$.

Comme le capitaine Duguet et comme M. Durand-Claye, M. Féret a recours à la théorie des frottements positifs et négatifs. Il est d'ailleurs conduit à faire l'hypothèse suivante :

$$f = \frac{T}{N} = \frac{\text{cohésion tangentielle}}{\text{cohésion normale}} = \text{const.}$$

Les calculs, au fond, sont les mêmes que les nôtres, sauf qu'ils ne tiennent pas compte des efforts intérieurs transversaux; mais nous avons considéré le rapport des accroissements des cohésions, quantités bien définies, au lieu de passer par l'intermédiaire des frottements intérieurs, positif et négatif, qui ne représentent rien de net à l'esprit; les désignations de *cohésion normale* et *tangentielle* paraissent très satisfaisantes, et nous les aurions adoptées si nous les avions connues plus tôt.

Nous avons admis l'hypothèse suivante :

$$\operatorname{tang}\varphi = \frac{\Delta G}{\Delta A}.$$

Les deux hypothèses diffèrent peu; au fond, elles sont les mêmes.

M. Féret termine son important mémoire par les conclusions suivantes :

« Pour les matériaux visés dans cette étude, les essais ordinaires de rupture donnent presque tous des résultats s'écartant fortement des vraies résistances, qu'ils ont pour but de faire connaître.

» Les diverses charges de rupture sont des fonctions de trois paramètres :

La cohésion tangentielle..... N
La cohésion normale..... T
Le frottement de la matière sur elle-même ..... f

dont la détermination présenterait le plus grand intérêt, en ce qu'elle fournirait un système de mesures absolues relatives aux résistances limites de chaque matière.

» S'il est permis d'étendre aux cas où l'effort normal correspond à une traction la théorie du frottement, vérifiée dans le cas des compressions normales

$$f = \frac{T}{N},$$

(1) M. Harel de la Noë donne la valeur suivante de α pour les pierres naturelles ou artificielles : $\alpha = 63°$.

ces paramètres se réduisent à deux distincts, et tous les phénomènes de rupture sont régis par la même loi générale.

» Il y a lieu de chercher, soit parmi les méthodes examinées ci-dessus, soit dans les autres qui seraient reconnues préférables, un groupe d'essais aussi simple que possible, propre à faire connaître exactement les valeurs de ces paramètres, en même temps qu'à vérifier l'hypothèse du frottement négatif. »

LISTE GÉNÉRALE DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES DOUZE PREMIERS VOLUMES.

VOLUME N° 1 (Année 1890).

1. Note sur les actions réciproques du gouvernail et de l'hélice, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
2. Influence économique de la légèreté dans la construction des navires, par M. Hauser, Ingénieur de la Marine.
3. Cuirassés de croisière, par M. Lisbonne, Vice-Président.
4. Étude sur la résistance de l'acier, par M. Cuizinier, Inspecteur du Bureau Veritas.
5. Croiseurs de la Marine militaire des États-Unis, par M. Lisbonne, Vice-Président.

VOLUME N° 2 (Année 1891).

6. De la puissance des chaudières et des causes qui la limitent, par M. de Maupeou d'Ableiges, Ingénieur de la Marine.
7. De la répartition des températures dans les chaudières à haute pression, et des moyens de l'égaliser, par M. J. Auscher, Ingénieur de la Marine.
8. Étude du système de distribution Marshall, par M. Marbec, Élève-Ingénieur de la Marine.
9. Étude sur la résistance des carènes, par M. Alheilig, Ingénieur de la Marine.
10. Note au sujet de la stabilité sur houle des torpilleurs, par M. Ferrand, Ingénieur de la Marine.
11. Des proportions à donner au rivetage d'un joint d'égale résistance, dans le cas où tous les rivets ont le même diamètre, par M. G. Aubous, Ingénieur de la Marine.
12. Équations d'équilibre d'une membrane de révolution soumise à une pression intérieure, par M. Alheilig, Ingénieur de la Marine.
13. Recherche de la loi du mouvement de roulis sur houle, en milieu non résistant, par M. Marbec, Élève-Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 3 (Année 1892).

14. Note sur la loi de la variation du poids de la charpente des navires avec les dimensions et sur la limitation qui en résulte dans la grandeur absolue, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

15. Méthode pour la détermination des éléments mécaniques des propulseurs hélicoïdaux, par M. Drzewiecki, Ingénieur.
16. Note relative à une méthode nouvelle pour le calcul des carènes inclinées, par M. Ch. Doyère, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.
17. Méthode pour la recherche des bras de levier de redressement, par M. A. de Reffye, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
18. Description d'un sharpee de 9t,5 de déplacement, par M. G. Aubous, Ingénieur de la Marine.
19. Théorie des propulseurs, par MM. Pollard et Dudebout, Ingénieurs de la Marine.
20. Sur quelques principes de Mécanique graphique applicables aux machines marines, par M. Marbec, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 4 (Année 1893).

21. Des conditions de marche des navires, à petite vitesse, par M. E. Widmann, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
22. Résultats obtenus par l'emploi du tirage forcé en cendriers fermés, dans les ateliers et sur divers navires de la Compagnie Générale Transatlantique, par M. V. Daymard, Vice-Président.
23. Quelques points concernant les cuirassés, par M. E. Weyl.
24. Note sur les travaux de déglaçage dans les estuaires fluviaux et maritimes, par M. Dibos, Ingénieur.
25. Sur la puissance giratoire comparée des gouvernails placés en avant et en arrière des hélices, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
26. Note sur l'influence de l'immersion de l'hélice et de la vitesse sur la rupture du cylindre d'eau actionné, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
27. Voies d'eau et pompes centrifuges, par M. de Maupeou d'Ableiges, Directeur des Constructions navales.
28. Étude sur l'autonomie des ports de Commerce en France et en Angleterre, par M. Le Cour Grandmaison, Ancien Député.
29. Nouvelle méthode de calcul des éléments d'une carène, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
30. Études de géométrie des carènes, par M. Ch. Doyère, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.
31. Note sur l'utilisation des chalands pour la réparation des petits bateaux dans les ports à marée, par M. A. Croneau, Ingénieur de la Marine, Professeur à l'École du Génie maritime.
32. Le Congrès international maritime de Londres, par M. Muller.
33. De l'emploi de l'aluminium dans les constructions navales, par M. Guilloux, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 5 (Année 1894).

34. Des lois de similitude dans diverses questions de construction navale, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
35. Observations sur les foyers des chaudières marines, par M. V. Daymard, Vice-Président.
36. Carènes et machines. Formules relatives au travail résistant, par M. Risbec, Directeur des ateliers de la Compagnie des Messageries Maritimes.

37. Étude sur la fatigue des navires, par M. L. Vivet, Ingénieur civil des Constructions navales.
38. Les effets de la loi sur la Marine marchande italienne, par M. Muller, Capitaine au long cours.
39. De l'utilité du scaphandre à bord des navires long-courriers, par M. Dibos, Ingénieur.
40. Aperçu de la méthode Horta pour le jaugeage de fleuves et estuaires maritimes, au moyen de flotteurs amarrés, par M. Dibos, Ingénieur.
41. Application de la bouée-espar au jaugeage des cours d'eau, par M. Lecointe, Ingénieur en chef de la Marine Belge.
42. L'Artillerie de bord et l'armement des navires, par M. Merveilleux du Vignaux, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.

VOLUME N° 6 (Année 1895).

43. Emploi, dans les constructions, d'aciers à haute limite d'élasticité, par M. Barba, Ancien Ingénieur en chef des Usines du Creusot.
44. Le problème de la vitesse, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
45. Formes à donner aux carènes des bâtiments à grande vitesse, par M. Aubous, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.
46. Les résultats de la loi sur la Marine marchande pendant les trente-trois premiers mois, par M. Muller, Capitaine au long cours.
47. Variation de pas produite sur une hélice par la rotation des ailes dans leur moyeu, par M. Daymard, Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique.
48. La bataille de Yalu, et ses conséquences dans la construction des bâtiments de guerre, par M. Ferrand, Ingénieur de la Marine.
49. La complication des navires de guerre, ses causes et ses remèdes, par M. Croneau, Ingénieur de la Marine, Professeur à l'École du Génie maritime.
50. Théorie du tangage sur une mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
51. Applications de la turbine de Laval à la Marine, par M. Sciama, Directeur de la Maison Bréguet.
52. Note sur un type de bateaux de rivière à faible tirant d'eau, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
53. Note sur le moteur rotatif, système Filtz, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
54. Recherches au sujet des bouées d'hiver pour les fleuves maritimes exposés aux débâcles de glaces, par M. Pierrard, Ingénieur de la Marine Belge.
55. Notes sur les fils et sur les câbles métalliques, par M. Duchesne, Ingénieur civil.
56. Note sur les charrues à glace, par M. Dibos, Ingénieur.
57. Observations sur la façon dont l'aluminium s'est comporté dans les diverses applications qui en ont été faites à la construction navale, par M. Guilloux, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 7 (Année 1896).

58. Théorie du tangage sur une mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
59. De l'influence qu'un chargement liquide exerce sur la stabilité d'un navire, par

M. P. Duhem, Professeur de Physique théorique à la Faculté des Sciences de Bordeaux.

60. Changements d'immersion, de stabilité et d'assiette éprouvés par un navire qui flotte sur des liquides de différentes densités, par M. Pollard, Ingénieur de la Marine.
61. Note au sujet du calcul du moment résistant des gouvernails, par M. de Courville, Ingénieur de la Marine.
62. Note sur une transformation de machine compound à 5^{kg} en machine compound à 12^{kg}, par M. d'Allest, Directeur des Ateliers Fraissinet.
63. Sur la guerre maritime, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
64. Développement des navires de guerre dans le cours des dix dernières années, par M. Leflaive, Ingénieur de la Marine.
65. Note supplémentaire sur les bateaux à faible tirant d'eau avec hélices sous voûte, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
66. Derelicts, par M. Dibos, Ingénieur.
67. La Terminologie maritime, par M. Muller, Capitaine au long cours.
68. Considérations et données concernant les bouilleurs, par M. Gayde, Ingénieur de la Marine.
69. Note sur la chaudière Niclausse, par M. Duchesne, Ingénieur civil.
70. Les nouveaux générateurs Belleville, par M. Godard, Directeur de la Société des Générateurs Belleville.
71. Étude concernant certains aciers spéciaux, par M. Abraham, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 8 (Année 1897).

72. Position d'équilibre des navires sur la houle, par M. Bertin.
73. Théorie générale des oscillations du navire sur une mer houleuse, par M. Kriloff.
74. Note au sujet d'expériences de perçage, par M. Maugas, Ingénieur des Constructions navales.
75. Montage des machines marines, par M. Moritz, Ingénieur des Constructions navales.
76. Formules pratiques déterminant le travail à développer par les appareils moteurs du navire, par M. Vechkourtzoff, Ingénieur de la Marine russe.
77. Influence de la profondeur de l'eau sur la vitesse des navires, par M. Laubeuf, Ingénieur des Constructions navales.
78. Expériences dynamométriques effectuées pendant les essais de giration du *Cassini*, par M. Laubeuf, Ingénieur des Constructions navales.
79. Note sur les conditions de recette de l'aluminium, par M. Besson, Ingénieur des Constructions navales.
80. Étude sur la pêche à vapeur, et sur la substitution de moteurs à pétrole aux machines actuelles, par M. Dubar, Directeur des chantiers Cail, à Saint-Denis.

VOLUME N° 9 (Année 1898).

81. Étude sur la circulation de l'eau dans les chaudières multitubulaires, par M. Brillié, Ingénieur de la Marine.
82. Étude de la vaporisation dans les chaudières, par le même auteur.
83. Note au sujet des matériaux de construction en acier mi-dur employés sur le *Henri IV*, par M. Moissenet, Ingénieur des Constructions navales.
84. Sur les formes des carènes des bâtiments rapides, par M. Laubeuf, Ingénieur des Constructions navales.

85. Essais d'expériences sur la résistance des carènes, par M. Turgan, Ingénieur civil des Constructions navales.
86. Étude sur les arbres à manivelles des machines marines, par M. Simonot, Ingénieur des Constructions navales.
87. Quelques observations sur la construction des navires à voiles, leur mâture, leur gréement, par M. Wilkinson.
88. Étude expérimentale sur les vibrations dues aux machines marines, par M. Pinczon, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.
89. Considérations sur le jaugeage des navires, par M. Muller.
90. De la transformation des chalands pétroliers en chalands automobiles à citernes indépendantes, par M. Dibos, Ingénieur, Lauréat de l'Institut.

VOLUME N° 10 (Année 1899).

91. Règles approximatives pour le calcul de la surface propulsive, par M. J.-A. Normand.
92. Nouvelle méthode pour la détermination des centres de carène (méthode des flottaisons isoaires). — Considérations sur l'emploi pratique de la développée métacentrique différentielle, par M. L. Moissenet, Ingénieur de la Marine.
93. Sur une méthode de calcul des carènes inclinées, par M. L. Ravier, Ingénieur de la Marine.
94. Nouvelle méthode pour le calcul des carènes inclinées, par M. Leparmentier, Contremaître des Constructions navales.
95. Essais récents de croiseurs anglais, par M. Piaud, Ingénieur de la Marine.
96. Chaudières multitubulaires dérivées des types Perkins et Field, par M. Turgan, Ingénieur civil des Constructions navales.
97. Perfectionnements successifs apportés aux chaudières multitubulaires à petits tubes, par M. Brillié, Ingénieur de la Marine.
98. Description d'un nouveau type de chaudière multitubulaire, par M. Brillié, Ingénieur de la Marine.
99. Application du diagramme entropique à l'étude du fonctionnement économique des machines à vapeur à expansion multiple, par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.
100. Note au sujet de l'évaluation du rendement économique des machines à vapeur, par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.
101. Du calcul des ventilateurs, et de leur installation à bord des navires de guerre, par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.
102. Calcul graphique des joints rivés et des cales de renfort, par M. E. Colinet, Élève de l'École du Génie maritime.
103. Note sur l'emploi des bords tombés, l'épaulement des clins des tôles et la suppression des couvre-joints des abouts, par M. Le Go, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
104. Influence des dimensions transversales des pièces sur les résultats obtenus par la trempe, l'écrouissage et sur la forme de certaines ruptures, par M. Simonot, Ingénieur de la Marine.
105. Au sujet de quelques travaux exécutés à la tâche à l'arsenal de Fou-Tchéou, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine.
106. Nouvel outillage portatif pour le perçage sur les navires en construction, par M. Moissenet, Ingénieur de la Marine.
107. Sur les divers moyens de transport de la force dans les chantiers et ateliers, par M. Ravier, Ingénieur de la Marine.

108. Considérations stratégiques et tactiques relatives à l'étude des navires de guerre, par M. Woodward, Ingénieur de la Marine des États-Unis.
109. Relèvement optique des objets immergés, par M. Dibos, Ingénieur, Lauréat de l'Institut.

VOLUME N° 11 (Année 1900).

110. Discours prononcé à l'ouverture du Congrès d'Architecture et de Construction navales, par M. de Bussy, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Président de la Commission d'organisation.
111. Stabilité d'un paquebot après un abordage en mer, dispositions propres à prévenir le chavirement, par M. Bertin, Directeur du Génie maritime.
112. Note sur une application de la théorie de la stabilité à angles finis, par M. Van Meerten, Ingénieur de la Marine Néerlandaise.
113. Note sur un nouvel appareil de calcul : *L'exposant-mètre totalisateur*. Application au calcul des carènes inclinées, par M. Bonnet, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
114. Nouvelles recherches sur la résistance des carènes et le fonctionnement des bateaux, par M. Haack, Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft.
115. Note sur la résistance au mouvement d'un navire, lorsque les dimensions dans le sens de la longueur, de la largeur ou de la profondeur sont modifiées dans un rapport constant, par M. Giuseppe Rota, Ingénieur en chef du Génie Naval Italien.
116. Formules pratiques sur le mouvement du navire, par M. Afonassief, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques, Membre honoraire du Comité technique de la Marine militaire Russe.
117. Contribution à la théorie des hélices propulsives, par M. Rateau, Ingénieur des Mines.
118. Des hélices propulsives, par M. Stéphane Drzewiecki, Ingénieur.
119. Adoption d'un système rationnel d'unités dans les questions de construction navale, par M. Hauser, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.
120. Unification des résultats des calculs de navires, par M. Biles, Professeur d'Architecture Navale à l'Université de Glascow.
121. Les cuirassés-croiseurs, les destroyers-estafettes et les torpilleurs sous-marins. Les trois fusions futures, par M. le Colonel Vittorio-E. Cuniberti, Ingénieur en chef du Génie Naval Italien.
122. Le navire de combat de l'avenir, par MM. F.-C. Goodall, M. I. N. A., et A.-C. Holzapfel.
123. Note sur l'application des lois sur le jaugeage des navires en divers pays, par M. Isakson, Inspecteur du Lloyd's Register, Membre de l'Institution des Naval Architects.
124. Compte rendu des expériences faites sur un générateur Niclausse spécialement construit par la Société des générateurs inexplosibles, brevets Niclausse, pour déterminer, aux différentes allures de combustion, la vaporisation de chacun des étages de tubes. Déduction de quelques considérations pouvant être utilement appliquées à l'étude et à la construction des générateurs multitubulaires, par M. Dugé de Bernonville, Ingénieur de la Marine, Ingénieur en chef des ateliers J. et A. Niclausse.
125. Étude sur les chaudières, par M. Montupet, Ingénieur-Constructeur.
126. Mesures comparées des vibrations observées sur les croiseurs *Hansa* et *Vineta* de la Marine Allemande, par M. G. Berling, Marinebaumeister, Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft.

127. Des vibrations des vapeurs, par M. Otto Schlick.
128. Propulsion des navires par disques avec mouvement rectiligne alternatif et transmission par bandes métalliques, par M. Garin y Sociats, Capitaine de vaisseau de la Marine Espagnole, Général de la Armada.
129. Fatigue des tuyautages de vapeur produite par leur dilatation à chaud, par M. Simonot, Ingénieur du Génie maritime.
130. Note au sujet des essais d'un bateau de rivière à hélices multiples, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine.
131. Protection des carènes de navires contre l'attaque des torpilles automobiles et l'action de l'éperon, et changement possible des formes et des proportions des navires de guerre pour assurer cette protection, par M. E.-E. Goulaieff, Ingénieur des Constructions navales de la Marine Impériale Russe.
132. Mémoire sur un type nouveau de navire sans tangage et sans roulis, inchavirable et insubmersible après abordage, par M. Turc, Lieutenant de vaisseau.
133. Construction des vapeurs pétroliers en Suède, par M. Hugo-G. Hammar, Ingénieur des Constructions navales.
134. Bateaux-feux et vapeurs d'inspection du Service des phares des États-Unis, par M. Walfrid Sylven, Ingénieur du Ligthouse Board.
135. Les installations électriques à l'arsenal de Lisbonne et à bord du croiseur *Rainha D^a Amelia*, par M. Cronreau, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Lisbonne.
136. Note sur le renflouage, par M. David-W. Noakes, Ingénieur.
137. Le dock flottant comme auxiliaire d'un navire de guerre, par M. Lyonel Clark.
138. Apparaux de manœuvre et de fixation des remorques en fil d'acier, par M. Moissenet, Ingénieur en chef de la Marine.
139. Écrans hydrauliques, par M. Dibos, Ingénieur maritime, Lauréat de l'Institut.
140. De l'Architecture navale considérée au point de vue des affaires et de l'influence qu'elle exerce sur le commerce, par M. Théodore-V.-S. Angier, Associé de l'Institution des Naval Architects.
141. Description du chantier de Newport News Shipbuilding and Dry Dock Company, par M. M.-S. Chace, Ingénieur civil des Constructions navales.

VOLUME N° 12 (Année 1901).

142. Quelques remarques sur les courbes différentielles et intégrales. Étude de ces courbes en coordonnées polaires, par M. Alex. Bassetti, Ingénieur civil des Constructions navales.
143. Théorie générale des oscillations du navire sur une mer houleuse (suite et fin), par M. A. Kriloff, Professeur à l'Académie Navale de Saint-Pétersbourg.
144. Sur les avantages que présente, pour les navires de guerre, la combinaison d'une faible acuité et d'une grande surface propulsive, par M. J.-A. Normand.
145. Au sujet de la surface propulsive d'une hélice, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'arsenal de Fou-Tchéou.
146. Du choix des éléments déterminant les hélices et permettant leur facile comparaison entre elles, par M. S. Drzewiecki, Ingénieur.
147. Note sur des essais d'hélice effectués sur les contre-torpilleurs *Dunois* et *Lahire*, par M. Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine.
148. Chaudière marine du système Solignac et Grille, par MM. Solignac et Grille, Ingénieurs-Constructeurs.
149. Note sur le moteur à vapeur de M. le Comte de Chardonnet.

150. Sur la détermination des forces d'inertie dans les machines alternatives, par M. Le-long, Ingénieur principal de la Marine.

151. Note sur l'installation des lignes d'arbres dans les embarcations rapides à pétrole, par M. A. Tellier fils, Ingénieur-Constructeur.

152. Disperseur de brouillard (fog disperser), par M. Dibos, Ingénieur-conseil, Lauréat de l'Institut.

153. Note sur les projecteurs-signaleurs électriques de la malle française entre Calais et Douvres, par M. Dibos, Ingénieur-conseil, Lauréat de l'Institut.

INDEX DES NOMS DES AUTEURS DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES DOUZE PREMIERS VOLUMES.

(Les numéros sont ceux de l'ordre de publication des Mémoires.)

Abraham, 71.
Afonassief, 76, 116.
Alheilig, 9, 12.
Allest (d'), 62.
Angier, 140.
Aurous, 11, 18, 45.
Auscher, 7.

Barba, 43.
Bassetti, 142.
Berling, 126.
Bertin, 72, 111.
Besson, 79.
Biles, 120.
Bonnet, 113.
Brillié, 81, 82, 97, 98.
Bussy (de), 110.

Chace, 141.
Chardonnet (Comte de), 149.
Clark, 137.
Colinet, 102.
Courville (de), 61.
Croneau, 31, 49, 135.
Cuizinier, 4.
Cuniberti, 121.

Daymard, 22, 35, 47.
Dibos, 24, 39, 40, 56, 66, 90, 109, 139, 152, 153.
Doyère, 16, 30, 105, 130, 145.
Drzewiecki, 15, 118, 146.
Dubar, 80.
Duchesne, 55, 69.
Dudebout, 19.
Dugé de Bernonville, 124.
Duhem, 59.

Ferrand, 10, 48.

Garin y Sociats, 128.
Gayde, 68.
Godard, 70.
Goodall, 122.
Goulaïeff, 131.
Grille, 148.
Guilloux, 33, 57.

Haack, 114.
Hammar, 133.
Hauser, 2, 119.
Holzapfel, 122.

Isakson, 123.

Kriloff, 29, 50, 58, 73, 143.

Laubeuf, 77, 78, 84, 147.
Lecointe, 41.
Le Cour Grandmaison, 28.
Leflaive, 64.
Le Go, 103.
Lelong, 99, 100, 101, 150.
Leparmentier, 94.
Lisbonne, 3, 5.

Marbec, 8, 13, 20.
Maugas, 74.
Maupeou d'Ableiges (de), 6, 27.
Merveilleux du Vignaux, 42.
Moissenet, 83, 92, 106, 138.
Montupet, 125.
Moritz, 75.
Muller, 32, 38, 46, 67, 89.

Noakes, 136.
Normand, 1, 14, 25, 26, 34, 44, 63, 91, 144.

Piaud, 52, 53, 65, 95.

Pierrard, 54.
Pinczon, 88.
Pollard, 19, 60.

Rateau, 117.
Ravier, 93, 107.
Reffye (de), 17.
Risbec, 36.
Rota, 115.

Sciama, 51.
Schlick, 127.
Simonot, 86, 104, 129.
Solignac, 148.

Sylven, 134.

Tellier, 151.
Turc, 132.
Turgan, 85, 96.

Van Meerten, 112.
Vechkourtzoff, 76.
Vivet, 37.

Weyl, 23.
Widmann, 21.
Wilkinson, 87.
Woodward, 108.

INDEX ANALYTIQUE DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES DOUZE PREMIERS VOLUMES.

(Les numéros sont ceux de l'ordre de publication des Mémoires.)

Stabilité, 10, 16, 17, 29, 30, 59, 60, 92, 93, 94, 111, 112, 113, 120.
Similitude, 34.
Poids de coque, 2, 14.
Roulis et tangage, 13, 50, 58, 72, 73, 143.
Formes et résistance des carènes, 9, 36, 44, 45, 76, 77, 84, 85, 114, 115, 116, 130, 144.
Gouvernail, 1, 25, 61, 78.
Propulseurs, 19, 128.
Hélices, 1, 15, 25, 26, 47, 91, 117, 118, 130, 145, 146, 147.
Matériaux de construction, et mise en œuvre, 4, 33, 43, 57, 71, 74, 79, 83, 103, 104, 106, 107.
Rivetage, 11, 102.
Fatigue des coques, et vibrations, 37, 88, 126, 127.
Générateurs à vapeur, 6, 7, 22, 35, 68, 69, 70, 81, 82, 96, 97, 98, 124, 125, 129, 148.
Appareils moteurs, 62, 75, 86, 101, 150, 151.
Types spéciaux de moteurs, 51, 53, 80, 149.
Distribution de la vapeur, et rendement économique, 8, 21, 99, 100.
Marine de guerre, guerre maritime, artillerie, 3, 5, 23, 42, 48, 49, 63, 64, 95, 108, 121, 122, 131, 144.
Marine marchande, 28, 32, 38, 46.
Types spéciaux de navires, 18, 52, 65, 80, 87, 90, 132, 133, 134.
Jaugeage, 89, 123.
Réparations, renflouage, 31, 39, 109, 136, 137.
Géométrie, mécanique, résistance des matériaux, 12, 20, 104, 129, 142.
Divers, 24, 27, 40, 41, 54, 55, 56, 66, 67, 105, 110, 119, 135, 138, 139, 140, 141, 152, 153.

TABLE DES MATIÈRES.

Pages.

Statuts V

Liste des membres du Bureau et du Comité d'études XI

Liste des membres donateurs XII

Liste des membres adhérents XIII

Treizième session de l'Association technique maritime XXIII

SESSION DE 1902.

Note sur l'importance du rôle de la vitesse des cuirassés pendant le combat; par M. Houette, Capitaine de vaisseau 1

Compte rendu d'expériences faites au moyen d'un pendule hydraulique; par M. Alex. Bassetti, Ingénieur civil des Constructions navales 9

Contribution à l'étude du relèvement optique des épaves et navires coulés ou immergés; par M. Dibos, Ingénieur-conseil, Expert maritime, Lauréat de l'Institut. 21

Surface efficace, surface nuisible et coefficient d'efficacité d'une hélice; par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Fou-Tchéou 25

Formules pratiques sur la giration du navire (Extrait des travaux de M. B. Afonassief, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques, Membre honoraire du Comité technique de la Marine militaire Russe); par M. N. Afanassief, Ingénieur de la Marine militaire Russe 49

Sur la solidité des navires très rapides; par M. J.-A. Normand 63

Étude sur la vapeur d'eau surchauffée; par M. J. Boulvin, Professeur à l'Université de Gand 69

Le chauffage des chaudières au naphte en Russie; par M. Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine 95

Expériences relatives au mouvement des arbres des machines marines; par M. Castelnau, Ingénieur principal de la Marine 149

Étude sur l'irrégularité du mouvement de rotation des machines marines; par M. Lelong, Ingénieur principal de la Marine 167

Note sur le perçage à terre; par M. Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine 203

Stabilité et aire de la surface développée. Méthode purement analytique, proposée pour le calcul des centres de carène d'un navire incliné, et de l'aire de la surface développée; par M. Van Meerten, Ingénieur de la Marine Hollandaise, en retraite 213

Pages.

Application des turbines à vapeur à la propulsion des navires; par M. A. Rateau, Ingénieur des Mines..... 221

Le roulis des navires sur houle déterminé expérimentalement au moyen de navi-pendules; par M. G. Russo, Ingénieur du Génie naval Italien..... 239

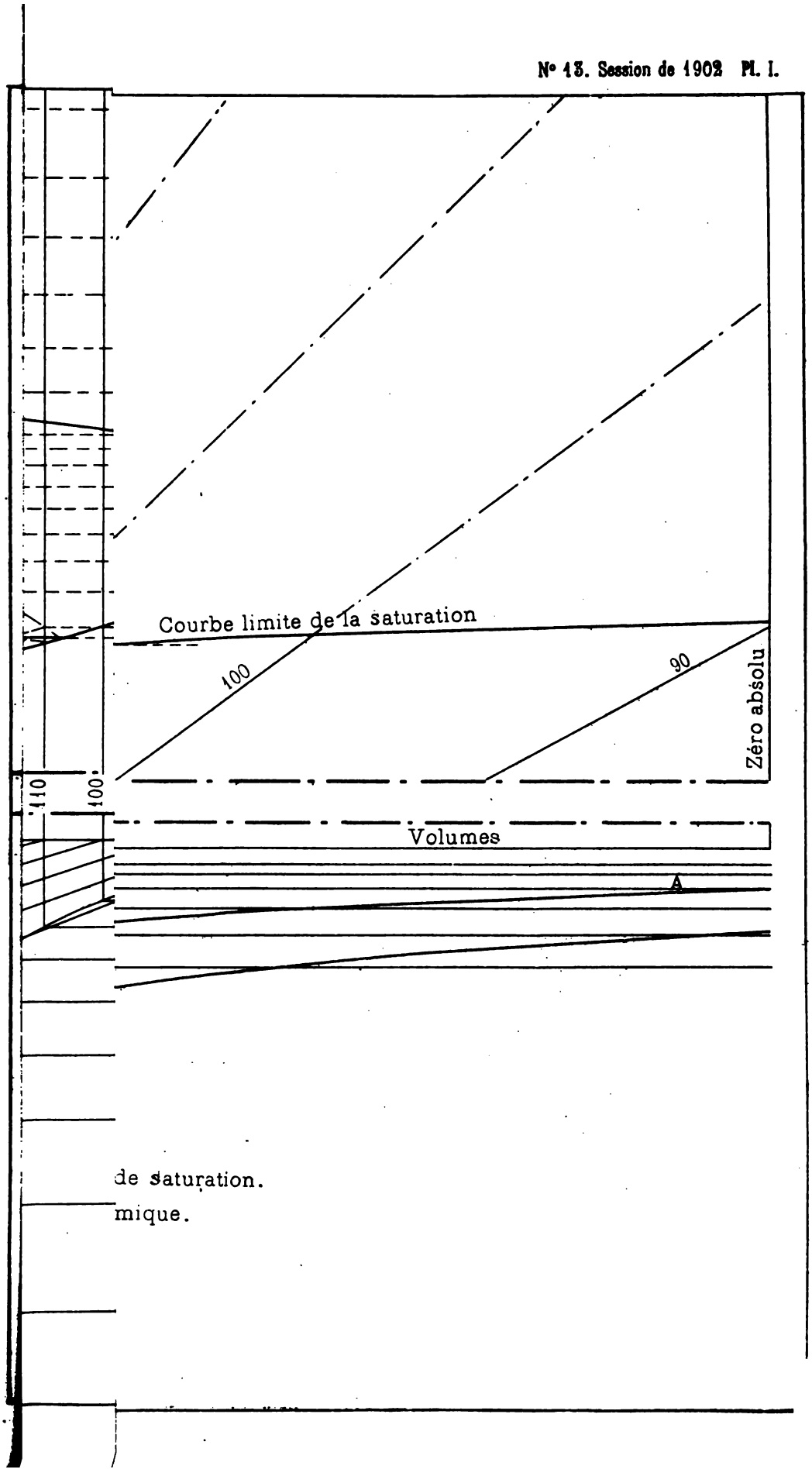
Action comparée des forces sur les solides invariables, élastiques, déformables; par M. le Comte de Maupeou d'Ableiges, Directeur du Génie maritime..... 271

PLANCHES.

I à IV. — Étude sur la vapeur d'eau surchauffée.

V, VI. — Le chauffage des chaudières au naphte en Russie.

3156 Paris. — Impr. Gauthier-Villars, quai des Grands-Augustins, 55.



de saturation.

mique.

Stanford University Libraries
3 6105 015 850 212

FOR USE IN LIBRARY BUILDING ONLY
DO NOT REMOVE